

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
Національний університет кораблебудування  
імені адмірала Макарова

**В. І. Локарев, М. Б. Сліжевський**

## **ПРОЕКТУВАННЯ ЕЛЕКТРОПРИВОДІВ КЕРМОВИХ ПРИСТРОЇВ**

**Методичні вказівки до курсового проектування**

*Рекомендовано Методичною радою НУК*

Миколаїв 2006

**Локарев В.І., Сліжевський М.Б.** Проектування електроприводів кермових пристроїв: Методичні вказівки до курсового проектування. – Миколаїв: НУК, 2004. – 52 с.

*Кафедра гідромеханіки  
Кафедра електроустаткування суден*

Розглянуто нову методику гідродинамічного розрахунку керма, що відрізняється більш високою точністю.

Розрахунки електромеханічного кермового пристрою виконано за відомою методикою Фрейдзона І.Р. При виконанні розрахунків електрогідравлічного кермового пристрою використано поновлену методику, що дозволяє уникнути переходу від кутових величин до переміщень скалки пресів. Завдяки цьому скорочується трудомісткість розрахунків. Крім того, процедура розрахунків електрогідравлічного кермового пристрою стає близькою процедурі розрахунків електромеханічного кермового пристрою, що полегшує його засвоєння.

Розділ 2 написано професором М.Б. Сліжевським, розділи 1, 3 і 4 – професором В.І. Локаревим.

Методичні вказівки призначені для студентів, що виконують курсовий проект з курсу "Суднові автоматизовані електроприводи", спеціальність 8.092201.

*Рецензент* д-р техн. наук, проф. Блінцов В.С.

---

## 1. ВИМОГИ ДО КЕРМОВИХ ЕЛЕКТРОПРИВОДІВ

Згідно з Правилами Регістра умовне розрахункове навантаження, що діє на перо керма, повинно бути не менше, ніж значення  $P = \xi \rho F v^2$ , Н, де  $\xi = 1$  для керма, розміщеного безпосередньо за гребним гвинтом;  $\xi = 0,9$  для керма, розташованого за корпусом судна;  $\rho$  – густина морської води,  $\text{кг/м}^3$ ;  $F$  – площа пера,  $\text{м}^2$ ;  $v$  – максимальна швидкість переднього ходу,  $\text{м/с}$ .

Кермовий пристрій (КП) повинен мати два приводи: основний і запасний.

Потужність основного КП повинна бути достатньою для перекидання керма від  $35^\circ$  з одного борту до  $30^\circ$  на інший за час, що не перевищує 30 с при  $v_{\text{max}}$ .

Кермовий електропривід (КЕП) повинен тривалий час працювати у найважчих умовах експлуатації. КП повинен мати пристрій, що припиняє його дію при підході до упора обмежувача повороту керма. Пускові пристрої мають забезпечувати повторний автоматичний запуск електродвигуна (ЕД) при поновленні живлення. Після перерви КЕП повинен одержувати живлення від шин головного розподільного щита (ГРЩ) по двом фідерам, що прокладені безпосередньо від ГРЩ окремими трасами, рознесеними на всьому протязі на якомога більшу відстань один від одного. Живлення КЕП повинно здійснюватися також від двох джерел: основного й аварійного. Системи дистанційного управління кермом з головного та допоміжного постів повинні будуватися так, щоб вихід будь-якої з цих систем із ладу не виключав можливості управління з іншого поста.

---

Біля кожного поста управління (ПУ) має розміщуватися покажчик положення пера керма.

Електропривід КП повинен безперервно працювати протягом однієї години з  $v_{\max}$  при перекладці керма на кут, що забезпечує 350 перекладок за годину.

Кермовий електропривід має забезпечувати:

- автоматичне утримання керма при негативних моментах в заданому положенні, коли ЕД відключено від мережі;
- обмеження моменту двигуна аж до його зупинки під напругою;
- автоматичний перехід ЕД на природну характеристику після припинення перевантаження;
- зупинку привода без використання механічних гальм;
- велику кількість вмикань.

## **2. ПРОЕКТУВАННЯ КЕРМОВИХ ПРИСТРОЇВ**

### **2.1. Початкові дані**

#### *2.1.2. Головні розміри й елементи судна:*

довжина  $L$ , м;

ширина  $B$ , м;

осадка  $T$ , м;

водотоннажність  $\Delta$ , т;

коефіцієнт загальної повноти  $\delta$ ;

швидкість переднього ходу  $v_s^{\text{пх}}$ , вузли;

швидкість заднього ходу  $v_s^{\text{зх}}$ , вузли;

#### *2.1.3. Характеристики керма:*

максимальний кут перекладки  $\alpha_{\max} = 35 \dots 40^\circ$ ;

тривалість перекладки з борту на борт  $T$ , с;

кількість  $Z$  і середній кут  $\alpha_{\text{ср}}$  перекладок для утримання судна на прямому курсі:  $Z_1 = 125 \dots 300$  перекладок за одну годину;  $\alpha_{\text{ср}} = 3 \dots 5^\circ$ ; при маневруванні:  $Z_2 = 35 \dots 40$ ,  $\alpha_{\text{ср}} = 15 \dots 20^\circ$ ;

коефіцієнт компенсації  $K = 0,2 \dots 0,3$ .

#### *2.1.4. Характеристика гвинта:*

коефіцієнт навантаження (передній хід) розрахунковий  $\sigma_p^{\text{пх}} = 1 \dots 3$ .

## 2.2. Вибір основних елементів кермового пристрою

2.2.1. На морських одновальних транспортних суднах, як правило, встановлюється діаметральне кермо за гребним гвинтом. Розташування керма за гребним гвинтом також рекомендується і для багатовальних суден.

2.2.2. Для одновальних транспортних суден, які рухаються зі швидкістю  $v_s = 12 \dots 14$  вуз, використовуються балансірні керма (підвісні і ті, що опираються на п'ятку ахтерштевня); для одновальних транспортних суден, які рухаються зі швидкістю  $v_s = 16$  вуз, рекомендується встановлювати напівбалансирні керма, які спираються на кронштейн (рис. 2.1).

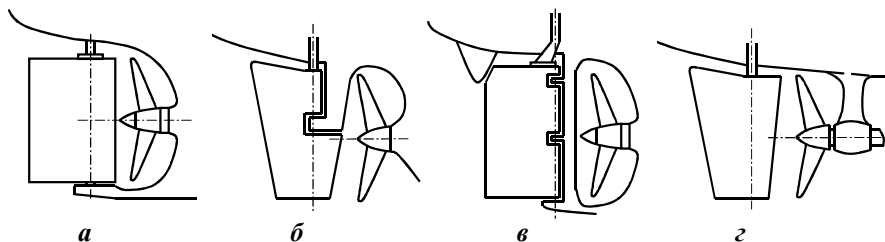


Рис. 2.1. Типи кермових пристроїв:

*а* – балансірне кермо, яке опирається на п'ятку ахтерштевня; *б* – напівбалансирне кермо за кронштейном; *в* – просте кермо за рудерпостом; *з* – підвісне балансірне кермо

2.2.3. Контур пера керма – прямокутний або трапецевидний профіль поперечного перетину, частіше всього типу NASA.

2.2.4. Для напівбалансирного та балансірного керма відстань від передньої кромки до диска гвинта приймається  $a = (0,55 \dots 0,65)D$ , де  $D = 0,7T$  – діаметр гвинта.

2.2.5. Площа пера керма  $F$  вибирається залежно від типу судна та його головних розмірів:  $F = \mu LT$ , де  $\mu$  коефіцієнт, який призначається відповідно до табл. 2.1.

Таблиця 2.1

Тип судна	Коефіцієнт $\mu$
Морські одnogвинтові суховантажні й танкери	0,013...0,019
Суховантажні й танкери льодового плавання	0,016...0,020
Малі одnogвинтові пасажирські судна	0,018...0,040
Великі двогвинтові пасажирські судна	0,014...0,020

*Продовж. табл. 2.1*

Тип судна	Коефіцієнт $\mu$
Морські паромы	0,020...0,040
Риболовні траулери	0,025...0,055
Морські буксири	0,025...0,040

2.2.6. Відносна висота пера керма  $\lambda = \frac{h^2}{F}$  (для прямокутного

$\lambda = \frac{h}{b}$ ), де  $h$  та  $b$  висота й ширина пера. Відносна висота призначається відповідно до рекомендацій, наведених у табл. 2.2.

*Таблиця 2.2*

Тип судна	Відносна висота
Морські вантажні та вантажно-пасажирські судна	1,8...2,0
Буксири та лоцманські судна	1,6...1,8
Промислові судна	1,5...2,8

2.2.7. Розміри пера керма призначаються з урахуванням форми підводної частини корми судна, ахтерштевня й осадки судна. Враховуючи вимоги достатньої захищеності керма, висота пера

$$h = 0,8(T - h_1),$$

де  $h_1$  – відстань нижньої кромки пера керма до основної площини судна, яка призначається відповідно до рекомендацій, наведених у табл. 2.3.

*Таблиця 2.3*

Тип керма	Довжина судна, м	Значення $h_1$ , м
Кермо, що опирається на п'ятку ахтерштевня	$L < 100$	0,1...0,2
	$L > 100$	0,2...0,6
Напівбалансирне кермо	$L < 100$	0,2...0,4
	$L > 100$	0,4...0,6
Підвісне балансирне кермо	$L < 100$	0,4...0,6
	$L > 100$	0,6...0,8

Середня ширина керма приймається

$$b = F/h.$$

---

2.2.8. Для керма за рудерпостом ширина рудерпоста постійна по висоті пера і приймається

$$b_{\text{рп}} = (0,10 \dots 0,25)b.$$

2.2.9. Для напівбалансирного керма за кронштейном висота і ширина кронштейна приймаються відповідно

$$h_{\text{кр}} = (0,40 \dots 0,65)h;$$

$$b_{\text{кр}} = (0,30 \dots 0,40)b.$$

2.2.10. Відносна товщина профіля пера керма  $\bar{e} = \frac{e_{\text{max}}}{b}$  (де  $e_{\text{max}}$

– максимальна товщина профіля) приймається  $\bar{e} = 0,15 \dots 0,20$ .

2.2.11. Значний вплив на величину моменту  $M$  на балері для балансирного та напівбалансирного керма має величина коефіцієнта  $K$  компенсації пера керма. Даний коефіцієнт називають відношенням площі балансирної частини, яка розташована попереду осі балера, до всієї площі пера і він приймається

$$K = 0,20 \dots 0,30.$$

Оптимальне значення коефіцієнта  $K$  можна вибрати за результатами варіантного розрахунку моменту  $M$  для керма з різними коефіцієнтами компенсації.

## 2.3. Гідродинамічні характеристики керма

На судні, яке рухається прямим курсом зі швидкістю  $v$  і перекладеним на кут  $\alpha$  кермом, на останній буде набігати під певним кутом атаки потік, на характеристики якого певний вплив чинять корпус судна та діючий гребний гвинт. У цьому випадку на кермо буде діяти гідродинамічна реакція води  $R$ .

Рівнодіючу гідродинамічних сил прийнято розкладати на складові в потічній системі координат  $Ox_y$  ( $R_x$  – лобовий опір,  $R_y$  – підймальна сила) і зв'язаній з кермом системі координат  $Ox_1y_1$  ( $R_{x1}$  – поздовжня сила,  $R_{y1}$  – нормальна сила) (рис. 2.2)

*Лобовим опором*  $R_x$  називається проекція рівнодіючої  $R$  на напрямок вектора швидкості  $v$  руху судна, який співпадає з діаметральною площиною (ДП) судна.

*Підйальною силою*  $R_y$  називається проекція рівнодіючої  $R$  на напрямок, перпендикулярний напрямку вектора швидкості  $v$  руху або ДП судна.

Поздовжньою силою  $R_{x1}$  називається проекція  $R$  на площину пера керма.

Нормальною силою  $R_{y1}$  називається проекція  $R$  на напрямок, перпендикулярний площині пера керма.

Складові гідродинамічної реакції зв'язані між собою наступними співвідношеннями:

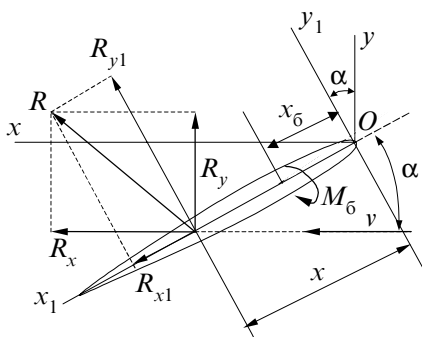


Рис. 2.2

$$R_{x1} = R_x \cos \alpha - R_y \sin \alpha;$$

$$R_{y1} = R_y \sin \alpha + R_x \cos \alpha.$$

Наряду з цим на кермо буде діяти гідродинамічний момент відносно осі балера, величина якого

$$M_6 = R_{y1}(x - x_6),$$

де  $x$  – абсциса центра тиску керма;  $x_6$  – відстань від осі балера до передньої кромки керма.

Центром тиску називається точка прикладання вектора рівнодіючої гідродинамічної реакції, яка діє на перо.

Для зручності розрахунку складових сил і гідродинамічного моменту на балері керма прийнято використовувати наступні безрозмірні коефіцієнти:

$$\text{лобового опору } C_x = \frac{R_x}{\frac{\rho v^2}{2} F};$$

$$\text{підіймальної сили } C_y = \frac{R_y}{\frac{\rho v^2}{2} F};$$

$$\text{поздовжньої сили } C_{x1} = \frac{R_{x1}}{\frac{\rho v^2}{2} F};$$

$$\text{нормальної сили } C_{y1} = \frac{R_{y1}}{\frac{\rho v^2}{2} F};$$



$$\text{гідродинамічного моменту на балері } m_6 = \frac{M_6}{\frac{\rho v^2}{2} F b} = C_{y1} (\bar{x} - \bar{x}_6),$$

де  $\bar{x} = \frac{x}{b}$  – відносна абсциса центра тиску керма;  $\bar{x}_6 = \frac{x_6}{b}$  – відносна абсциса осі балера;  $b = \frac{F}{l}$  – середня ширина (хорда) пера керма.

Числові значення відносних безрозмірних коефіцієнтів керма обчислюються з урахуванням гідродинамічного впливу розташованих перед пером корпусу судна і працюючого гребного гвинта. При цьому наявність корпусу судна призводить до зменшення швидкості потоку води, який обтікає кермо:  $v_p = v(1 - w)$  (де  $v$  – швидкість судна, м/с;  $w$  – коефіцієнт попутного потоку за кормою судна). Працюючий гребний гвинт спричиняє збільшення осьової швидкості натікаючого на кермо потоку а також призводить до виникнення закручення цього потоку.

## 2.4. Гідродинамічний розрахунок балансирного керма

Розглянемо випадок, коли кермо розташовано в струмені за гребним гвинтом одно- або двогвинтового судна таким чином, що діаметральна площина неперекладеного пера збігається з віссю гребного гвинта (рис. 2.3).

*Передній хід.* У даному випадку безрозмірні коефіцієнти нормальної сили  $C_N = l C / y_1$  і гідродинамічного моменту на балері керма  $m_6$ , які віднесені до швидкості судна, розраховуються за такими формулами:

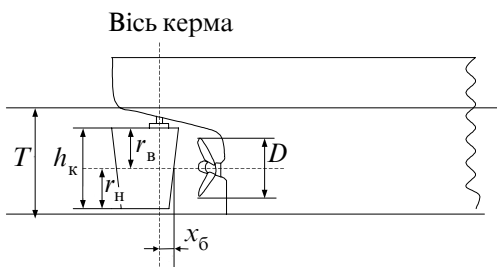


Рис. 2.3

$$C_N = C_1 \sin \alpha + C_2 \sin^2 \alpha \cos \alpha; \quad (2.1)$$

$$m_6 = m_1 \sin \alpha + m_2 \sin^2 \alpha - m_3 \sin 2\alpha - \bar{x}_6 C_N,$$

де  $\alpha$  – кут перекладки керма.

Для балансірного керма наявність закручення потоку при роботі гребного гвинта слабо впливає на характеристики керма, у зв'язку з чим можна вважати

$$C_N^{\text{ЛБ}} = -C_N^{\text{ПБ}} \quad \text{і} \quad m_{\text{Б}}^{\text{ЛБ}} = -m_{\text{Б}}^{\text{ПБ}},$$

де ПБ і ЛБ – при перекладці керма на правий і лівий борт відповідно.

В формулах (2.1):

$$\begin{aligned} C_1 &= 1,03 \frac{\lambda}{5} (1-w)^2 \left[ A_1 + 2A_2 \sigma'_p + A_3 (\sigma'_p)^2 \right]; \\ C_2 &= 1,03 (1-w)^2 \left[ (1 + \bar{v}_{\text{ан}})^2 + (1 + \bar{v}_{\text{ав}})^2 \right]; \\ m_1 &= \frac{\lambda^2}{5} (1-w)^2 \left[ B_1 + 2B_2 \sigma'_p + B_3 (\sigma'_p)^2 \right]; \\ m_2 &= \frac{1}{2} (1-w)^2 \left[ (1 + \bar{v}_{\text{ан}})^2 + (1 + \bar{v}_{\text{ав}})^2 \right]; \\ m_3 &= \frac{\pi}{4} \bar{e}^2 (1-w)^2 \left[ 1 + \sigma'_p \right]^2, \end{aligned} \quad (2.2)$$

де  $\lambda = \frac{h}{b} = \frac{h^2}{F}$  – відносна висота пера;  $w$  розраховується за наступними формулами:

$$\text{для одновальних суден} \quad w = 0,25 + 2,2(\delta - 0,50)^2; \quad (2.3)$$

$$\text{для двовальних суден} \quad w = 0,09 + 0,14(\delta - 0,50),$$

$\delta$  – коефіцієнт загальної повноти судна;  $\sigma'_p \cong 2(\sqrt{1 + \sigma_p} - 1)$  – розрахункове значення коефіцієнта навантаження гвинта ( $\sigma_p$  – коефіцієнт навантаження гвинта при передньому ході судна);  $A_1, A_2, A_3, B_1, B_2, B_3$  – коефіцієнти, числові значення яких при перекладці на правий борт розраховуються з використанням номограм (рис. 2.4 і 2.5) залежно від відносних висоти керма  $\lambda$  та діаметра гребного гвинта

$$\bar{D} = \frac{D}{h};$$

$$\bar{v}_{\text{ан}} = \frac{\sigma'_p}{2(1 + \bar{r}_{\text{н}}^2)}; \quad \bar{v}_{\text{ав}} = \frac{\sigma'_p}{2(1 + \bar{r}_{\text{б}}^2)}, \quad (2.4)$$

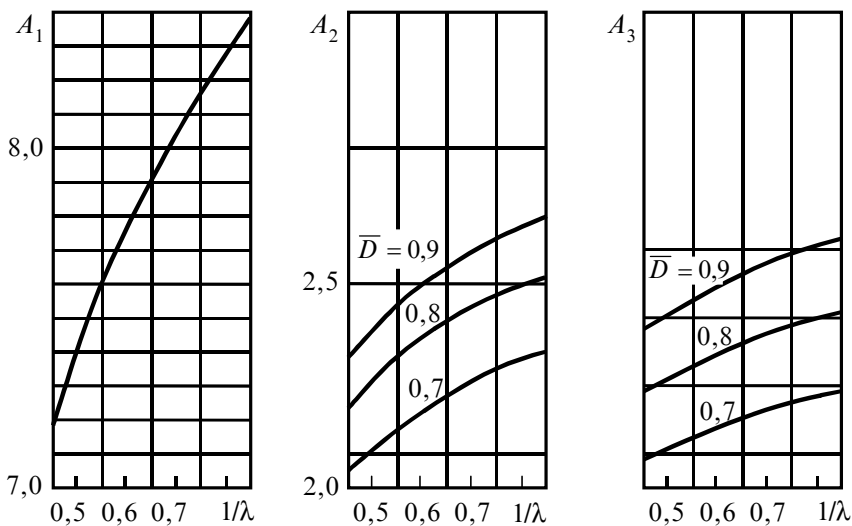


Рис. 2.4. Номограми для визначення коефіцієнтів  $A_1$ ,  $A_2$  та  $A_3$

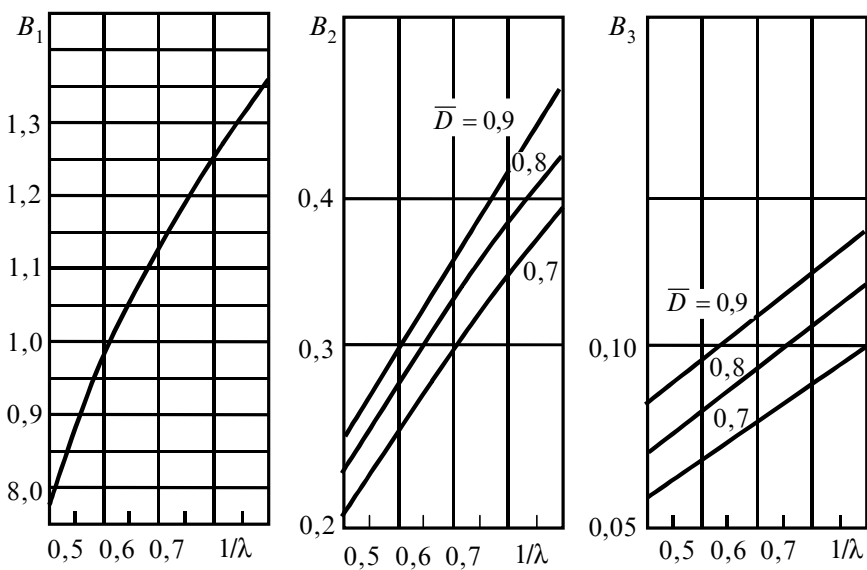


Рис. 2.5. Номограми для визначення коефіцієнтів  $B_1$ ,  $B_2$  та  $B_3$

$\bar{r}_H = \frac{r_H}{D}$ ,  $\bar{r}_B = \frac{r_B}{D}$  – відносні відстані нижньої та верхньої кромки пера до осі гребного гвинта відповідно;  $\bar{e}$  – відносна товщина профіля пера керма.

Розрахунки кривих нормальної сили  $N(\alpha)$  та моменту на балері  $M_6(\alpha)$ , діючих на перо керма, проводяться через  $5^\circ$  у діапазоні  $0...35^\circ$  ПБ. Числові значення нормальної сили та моменту на балері при перекладці на лівий борт прирівнюються відповідним значенням при перекладці на правий борт, взятих із протилежним знаком, тобто

$$N^{\text{лб}} = -N^{\text{пб}}; \quad M_6^{\text{лб}} = -M_6^{\text{пб}}.$$

Схема розрахунку гідродинамічних характеристик керма при передньому ході судна наведена в табл. 2.4.

Таблиця. 2.4

Номер з/п	Найменування величин	Розмірність	Кут перекладки $\alpha$ , град				
			0	5	10	...	35
1	$\sin \alpha$	—					
2	$\cos \alpha$	—					
3	$\sin^2 \alpha$	—					
4	$\sin 2\alpha \sin \alpha$	—					
5	$\sin 2\alpha \cos \alpha$	—					
6	$C_1 \sin \alpha = C_1 \cdot (1)$	—					
7	$C_2 \sin^2 \alpha \cos \alpha = C_2 \cdot (5)$	—					
8	$C_N = (6) + (7)$	—					
9	$m_1 \sin \alpha = m_1 \cdot (1)$	—					
10	$m_2 \sin^2 \alpha = m_2 \cdot (3)$	—					
11	$m_3 \sin 2\alpha = m_3 \cdot (4)$	—					
12	$\bar{x}_6 C_N = \bar{x}_6 \cdot (8)$	—					
13	$m_6 = (9) + (10) - (11) - (12)$	—					
14	$N = C_N \frac{\rho v^2}{2} F = (8) \cdot \frac{\rho v^2}{2} F$	Н (або кН)					
15	$M_6 = m_6 \frac{\rho v^2}{2} F b = (13) \cdot \frac{\rho v^2}{2} F b$	Н·м (або кН·м)					

Припускаючи, що  $\sigma'_p = 0$ , можна, використовуючи формули (2.1) і (2.2), розрахувати гідродинамічні характеристики керма, розташованого безпосередньо (при відсутності гвинта) за кормою судна.

Розглянута схема гідродинамічного розрахунку балансирного керма придатна як для підвісного, так і для керма, яке опирається на п'ятку ахтерштевня.

*Задній хід.* У цьому випадку безрозмірні коефіцієнти  $C_N^{3x}$  і  $m_6^{3x}$ , які віднесені до швидкості судна при задньому ході  $v^{3x}$ , розраховуються за наступними формулами:

$$C_N^{3x} = \{C_1^{3x} \sin \alpha \cos \alpha + C_2^{3x} \sin^2 \alpha \cos \alpha\} (2 - \cos \alpha);$$

$$m_6^{3x} = \{m_1^{3x} \sin \alpha \cos \alpha + m_2^{3x} \sin^2 \alpha\} - (1 - \bar{x}_6) C_N^{3x},$$

де

$$C_1^{3x} = \frac{\lambda}{5} (1 - w^{3x})^2 A_1^{3x}; \quad C_2^{3x} = -2(1 - w^{3x})^2;$$

$$m_1^{3x} = \frac{\lambda}{5} (1 - w^{3x})^2 B_1^{3x}; \quad m_2^{3x} = -(1 - w^{3x})^2,$$

$w^{3x} = \frac{1}{2} w$  – коефіцієнт попутного потоку за кормою судна при задньому ході;  $A_1^{3x}$ ,  $B_1^{3x}$  – коефіцієнти, числові значення яких при перекладі на правий борт розраховуються за номограмами (рис. 2.6).

Схема розрахунку гідродинамічних характеристик керма при задньому ході судна наведена в табл. 2.5.

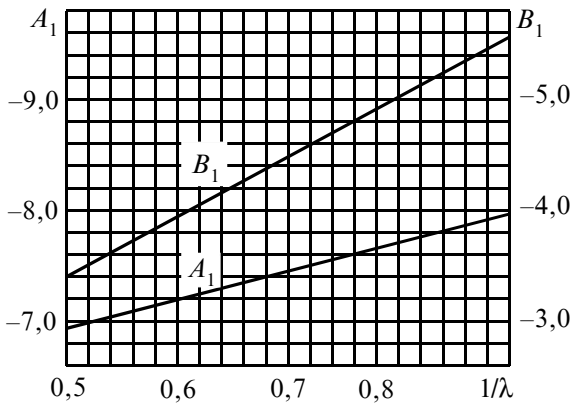


Рис. 2.6. Номограми сил для визначення коефіцієнтів  $A_1$  і  $B_1$

Таблиця. 2.5

Номер з/п	Найменування величин	Розмірність	Кут нахилу, град				
			0	5	10	...	35
1	$\sin \alpha$	—					
2	$\cos \alpha$	—					
3	$\sin^2 \alpha$	—					
4	$\sin^2 \alpha \cos \alpha$	—					
5	$2 - \cos \alpha$	—					
6	$C_1^{3x} \sin \alpha \cos \alpha = C_1^{3x} \cdot (1) \cdot (2)$	—					
7	$C_2^{3x} \sin^2 \alpha \cos \alpha = C_2^{3x} \cdot (4)$	—					
8	$(6) + (7)$	—					
9	$C_N^{3x} (8) \cdot (5)$	—					
10	$m_1^{3x} \sin \alpha \cos \alpha = m_1^{3x} \cdot (1) \cdot (2)$	—					
11	$m_2^{3x} \sin^2 \alpha = m_2^{3x} \cdot (3)$	—					
12	$(10) + (11)$	—					
13	$(1 - \bar{x}_6) C_N^{3x} = (1 - \bar{x}_6) \cdot (9)$	—					
14	$m_6^{3x} = (12) - (13)$	—					
15	$N^{3x} = C_N^{3x} \frac{\rho v_{3x}^2}{2} F = (9) \cdot \frac{\rho v_{3x}^2}{2} F$	Н (або кН)					
16	$M^{3x} = m_6^{3x} \frac{\rho v_{3x}^2}{2} F b = (14) \cdot \frac{\rho v_{3x}^2}{2} F b$	Н·м (або к·Нм)					

За даними розрахунку (див. табл. 2.5) кресляться криві  $N^{3x}(\alpha)$  і  $M_6^{3x}(\alpha)$ , приблизний характер яких наведено на рис. 2.6.

Розрахунки в табл. 2.5 проводяться через  $5^\circ$  в діапазоні  $0 \dots 35^\circ$  ПБ. Числові значення нормальної сили та моменту на балері при перекладці на лівий борт прирівнюються відповідним значенням при перекладці на ПБ, взятих із протилежним знаком, тобто

$$(N^{3x})^{\text{лб}} = -(N^{3x})^{\text{пб}}, \quad (M_6^{3x})^{\text{лб}} = -(M_6^{3x})^{\text{пб}}.$$

## 2.5. Гідродинамічний розрахунок керма за рудерпостом, а також півбалансирного керма за кронштейном

Теоретична методика та схеми розрахунку нормальної сили та моменту на балері керма за рудерпостом і за кронштейном, які роз-

ташовані за гребним гвинтом, а також для випадку, коли вони розташовані безпосередньо за кормою судна і таким чином не потрапляють в потік за гребним гвинтом, подібні наведеним у п. 2.4 [5].

## 2.6. Приклад розрахунку гідродинамічних характеристик керма

### 2.6.1. Початкові дані

*Головні розміри й елементи судна:*

тип судна	суховантажне;
довжина, м	$L = 150,00$ ;
ширина, м	$B = 20,00$ ;
осадка, м	$T = 7,02$ ;
водотоннажність, т	$\Delta = 15300$ ;
коефіцієнт загальної повноти	$\delta = 0,709$ ;
швидкість переднього руху, вузли	$v_s^{px} = 12,7$ ;
швидкість заднього ходу, вузли	$v_s^{zx} = 6,0$ .

*Характеристики керма:*

максимальний кут перекладки, град	$\alpha_{max} = 35$ ;
тривалість перекладки з борту на борт, с	$T = 30$ ;

кількість  $Z$  і середній кут  $\alpha_{cp}$  перекладок для збереження судна на прямому курсі:  $Z = 200$ ,  $\alpha_{cp} = 4^\circ$ .

*Характеристика гвинта:*

коефіцієнт навантаження  $\sigma_p = 2,5$ .

### 2.6.2. Вибір основних елементів пристрою

Тип керма – балансирний, який опирається на п'ятку ахтерштевня.

Коефіцієнт компенсації  $K = 0,25$ ;  $K = 0,27$ .

Контур керма – прямокутник.

Площа пера керма (див. табл. 2.1)

$$F = \mu L T; \quad F = 0,016 \cdot 150,00 \cdot 7,02; \quad F = 16,85 \text{ м}^2.$$

Висота керма

$$h = 0,8(T - h_1) \quad \text{при} \quad h_1 = 0,4 \text{ м (див. табл. 2.3), тоді}$$

$$h = 0,8(7,02 - 0,4); \quad h = 5,30 \text{ м.}$$

Ширина керма

$$b = \frac{F}{h}; \quad b = \frac{16,85}{5,30}; \quad b = 3,18 \text{ м.}$$

Ширина балансної частини керма при  $K = 0,25$

$$b = 0,25 \cdot 3,18 = 0,80 \text{ м.}$$

Відносна товщина пера керма  $\bar{e} = 0,18$ .

Відносна висота керма

$$\lambda = \frac{h}{b}; \quad \lambda = \frac{5,30}{3,18}; \quad \lambda = 1,67.$$

Діаметр гребного гвинта  $D = 0,7T$ ;  $D = 0,7 \cdot 7,02$ ;  $D = 4,91 \text{ м.}$

Відстань від передньої кромки керма до диска гребного гвинта

$$a = 0,60D; a = 0,60 \cdot 4,91; a = 2,95 \text{ м.}$$

Схема розташування керма відносно судна подана на рис. 2.7.

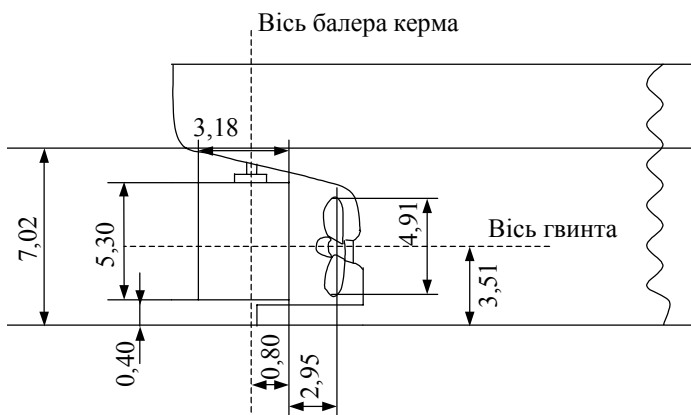


Рис. 2.7

### 2.6.3. Гідродинамічний розрахунок балансного керма (передній хід)

*Розрахунок допоміжних величин*

Коефіцієнт попутного потоку визначаємо за формулою (2.3):

$$w = 0,25 + 2,2(\delta - 0,50)^2; \quad w = 0,25 + 2,2(0,709 - 0,50)^2; \quad w = 0,294.$$

Розрахункове значення коефіцієнта навантаження гвинта

$$\sigma'_p = 2(\sqrt{1 + \sigma_p} - 1); \quad \sigma'_p = 2(\sqrt{1 + 2,5} - 1); \quad \sigma'_p = 1,74.$$

Визначаємо коефіцієнти:



$$\left. \begin{array}{lll} A_1 = A_1\left(\frac{1}{\lambda}\right); & A_1 = A_1\left(\frac{1}{1,67}\right); & A_1 = 7,6 \\ A_2 = A_2\left(\frac{1}{\lambda}; \frac{D}{h}\right); & A_2 = A_2\left(\frac{1}{1,67}; \frac{4,91}{5,30}\right); & A_2 = 2,5 \\ A_3 = A_3\left(\frac{1}{\lambda}; \frac{D}{h}\right); & A_3 = A_3\left(\frac{1}{1,67}; \frac{4,91}{5,30}\right); & A_3 = 0,85 \end{array} \right\} \quad (\text{рис. 2.4});$$

$$\left. \begin{array}{lll} B_1 = B_1\left(\frac{1}{\lambda}\right); & B_1 = B_1\left(\frac{1}{1,67}\right); & B_1 = 0,98 \\ B_2 = B_2\left(\frac{1}{\lambda}; \frac{D}{h}\right); & B_2 = B_2\left(\frac{1}{1,67}; \frac{4,91}{5,30}\right); & B_2 = 0,31 \\ B_3 = B_3\left(\frac{1}{\lambda}; \frac{D}{h}\right); & B_3 = B_3\left(\frac{1}{1,67}; \frac{4,91}{5,30}\right); & B_3 = 0,10 \end{array} \right\} \quad (\text{рис. 2.5}).$$

За формулами 2.2:

$$C_1 = 1,03 \frac{\lambda}{5} (1-w)^2 [A_1 + 2A_2\sigma'_p + A_3(\sigma'_p)^2];$$

$$C_1 = 1,03 \frac{1,67}{5} (1-0,294)^2 [7,6 + 2 \cdot 2,5 \cdot 1,74 + 0,8 \cdot 1,74^2]; \quad C_1 = 3,15;$$

$$m_1 = \frac{\lambda^2}{5} (1-w)^2 [B_1 + 2B_2\sigma'_p + B_3(\sigma'_p)^2];$$

$$m_1 = \frac{1,67^2}{5} (1-0,294)^2 [0,98 + 2 \cdot 0,31 \cdot 1,74 + 0,10 \cdot 1,74^2]; \quad m_1 = 0,644;$$

$$m_3 = \frac{\pi}{4} \bar{e}^2 (1-w)^2 \left(1 + \frac{6'_p}{2}\right)^2; \quad m_3 = \frac{\pi}{4} \bar{e}^2 (1-w)^2 [1 + \sigma'_p]^2; \quad m_3 = 0,035.$$

За формулами 2.4:

$$\bar{v}_{\text{ан}} = \frac{\sigma'_p}{2(1 + \bar{r}_h^2)^2}; \quad \bar{v}_{\text{ан}} = \frac{1,74}{2 \left[1 + \left(\frac{2,65}{4,91}\right)^2\right]^2}; \quad \bar{v}_{\text{ан}} = 0,523;$$

$$\bar{v}_{ав} = \frac{\sigma'_p}{2(1 + \bar{r}_B^2)^2}; \quad \bar{v}_{ав} = \frac{1,74}{2 \left[ 1 + \left( \frac{2,65}{4,91} \right)^2 \right]^2};$$

$$\bar{v}_{ав} = 0,523.$$

За формулами 2.2:

$$C_2 = 1,03(1-w)^2 \left[ (1 + \bar{v}_{ан})^2 + (1 + \bar{v}_{ав})^2 \right];$$

$$C_2 = 1,03(1-0,294)^2 \left[ (1 + 0,523)^2 + (1 + 0,523)^2 \right]; \quad C_2 = 2,380;$$

$$m_2 = \frac{1}{2}(1-w)^2 \left[ (1 + \bar{v}_{ан})^2 + (1 + \bar{v}_{ав})^2 \right];$$

$$m_2 = \frac{1}{2}(1-0,294)^2 \left[ (1 + 0,523)^2 + (1 + 0,523)^2 \right]; \quad m_2 = 1,155;$$

$$\frac{\rho v^2}{2} F = \frac{1,025(0,514 \cdot 12,7)^2}{2} 16,85 = 368 \text{ кН};$$

$$\frac{\rho v^2}{2} Fb = \frac{1,025(0,514 \cdot 12,7)^2}{2} 16,85 \cdot 3,18 = 1171 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

Розрахунок гідродинамічних характеристик керма при передньому ході судна з коефіцієнтом компенсації 0,25 подано в табл. 2.6.

Розрахунок кривих нормальної сили  $N(\alpha)$  та моменту на балері  $M_6(\alpha)$ , діючих на перо керма, проведено через  $5^\circ$  в діапазоні  $0...35^\circ$ . Числові значення  $N(\alpha)$  та  $M_6(\alpha)$  при перекладці на правий борт прирівнюються відповідним значення при перекладці на лівий борт, взятих із протилежним знаком, тобто

$$N^{лб} = -N^{пб}; \quad M_6^{лб} = -M_6^{пб}.$$

#### 2.6.4. Гідродинамічний розрахунок балансирующего керма (задній хід)

*Розрахунок допоміжних величин*

Коефіцієнт попутного потоку визначаємо за формулами 2.5:

$$w^{3x} = \frac{1}{2} w; \quad w^{3x} = \frac{1}{2} \cdot 0,294; \quad w^{3x} = 0,147.$$

Таблиця 2.6

Номер з/п	Найменування величин	Розмір- ність	Кут перекладки $\alpha$ , град (правий борт)									
			0	5	10	15	20	25	30	35		
1	$\sin \alpha$	—	0,000	0,087	0,174	0,259	0,342	0,423	0,500	0,574		
2	$\cos \alpha$	—	1,000	0,996	0,985	0,966	0,940	0,906	0,866	0,819		
3	$\sin^2 \alpha$	—	0,000	0,008	0,030	0,067	0,117	0,179	0,250	0,329		
4	$\sin 2\alpha$	—	0,000	0,174	0,342	0,500	0,643	0,766	0,866	0,940		
5	$\sin^2 \alpha \cos \alpha$	—	0,000	0,008	0,030	0,065	0,110	0,162	0,217	0,269		
6	$C_1 \sin \alpha = 3,15 \cdot (1)$	—	0,000	0,274	0,548	0,816	1,077	1,332	1,575	1,808		
7	$C_2 = \sin^2 \alpha \cos \alpha = 2,38 \cdot (5)$	—	0,000	0,019	0,071	0,155	0,262	0,386	0,516	0,640		
8	$C_N = (6) + (7)$	—	0,000	0,293	0,619	0,971	1,339	1,718	2,091	2,448		
9	$m_1 = \sin \alpha = 0,644 \cdot (1)$	—	0,000	0,056	0,112	0,167	0,220	0,272	0,322	0,370		
10	$m_2 = \sin^2 \alpha = 1,155 \cdot (3)$	—	0,000	0,009	0,035	0,077	0,135	0,207	0,289	0,380		
11	$m_3 = \sin 2\alpha = 0,035 \cdot (4)$	—	0,000	0,006	0,012	0,018	0,023	0,027	0,030	0,033		
12	$\bar{x}_6 C_N = k C_N = 0,25 \cdot (8)$	—	0,000	0,073	0,155	0,243	0,335	0,430	0,523	0,612		
13	$m_6 = (9) + (10) - (11) - (12)$	—	0,000	-0,014	-0,020	-0,017	-0,003	0,022	0,058	0,105		
14	$N = C_N \frac{\rho v^2}{2} F = 368 \cdot (8)$	кН	0,000	107,800	227,800	357,300	492,800	632,200	769,500	900,900		
15	$M_6 = m_6 \frac{\rho v^2}{2} F b = 1171 \cdot (13)$	кН·м	0,000	16,390	-23,420	-19,910	-3,510	25,760	67,920	122,960		
13*	$\bar{x}_6 C_N = 0,27 \cdot (8)$	—	0,000	0,079	0,167	0,262	0,361	0,464	0,565	0,661		
14*	$m_6 = (9) + (10) - (11) - (12)$	—	0,000	-0,020	-0,032	-0,036	-0,029	-0,012	0,016	0,056		
15*	$M_6 = 1171 \cdot (13)$	кН·м	0,000	-23,420	-37,470	-42,160	-33,960	14,050	18,740	65,580		

\* 3 коефіцієнтом компенсації 0,27.

---

Визначаємо коефіцієнти (див. номограми рис. 2.7):

$$A_1^{3x} = A_1^{3x} \left( \frac{1}{\lambda} \right); \quad A_1^{3x} = A_1^{3x} \left( \frac{1}{1,67} \right); \quad A_1^{3x} = -7,20;$$

$$B_1^{3x} = B_1^{3x} \left( \frac{1}{\lambda} \right); \quad B_1^{3x} = B_1^{3x} \left( \frac{1}{1,67} \right); \quad B_1^{3x} = -3,95;$$

$$C_1^{3x} = \frac{\lambda}{5} (1 - w^{3x})^2 A_1^{3x}; \quad C_1^{3x} = -\frac{1,67}{5} (1 - 0,147)^2 \cdot 7,20;$$

$$C_1^{3x} = -1,272;$$

$$C_2^{3x} = -2(1 - w^{3x})^2; \quad C_2^{3x} = -2(1 - 0,147)^2;$$

$$C_2^{3x} = -1,455;$$

$$m_1^{3x} = -\frac{\lambda^2}{5} (1 - w^{3x})^2 B_1^{3x}; \quad m_1^{3x} = -\frac{1,67^2}{5} (1 - 0,147)^2 \cdot 3,95;$$

$$m_1^{3x} = -1,603;$$

$$m_2^{3x} = -(1 - w^{3x})^2; \quad m_2^{3x} = -(1 - 0,147)^2;$$

$$m_2^{3x} = -0,728;$$

$$\frac{\rho v_{3x}^2}{2} F = \frac{1,025 \cdot 3,08^2}{2} 16,85 = 81,92 \quad \text{кН};$$

$$\frac{\rho v_{3x}^2}{2} Fb = \frac{1,025 \cdot 3,08^2}{2} 16,85 \cdot 3,18 = 260,5 \quad \text{кН} \cdot \text{м}.$$

Розрахунок кривих нормальної сили  $N^{3x}(\alpha)$  та моменту на балері  $M_6^{3x}(\alpha)$ , діючих на перо керма при задньому ході та швидкості  $v_{3x} = 6,0 = 3,08 \text{ м/с}$  з коефіцієнтом компенсації  $K = 0,25$  наведено в табл. 2.7. При цьому  $N_{3x}^{\text{лб}} = -N_{3x}^{\text{пб}}$ ,  $M_{6,3x}^{\text{лб}} = -M_{6,3x}^{\text{пб}}$ .

Результати розрахунку наводимо на рис. 2.8.

Таблиця 2.7

Номер з/п	Найменування величин	Розмір- ність	Кут нахилу, град (правий борт)									
			0	5	10	15	20	25	30	35		
1	$\sin \alpha$	—	0,000	0,087	0,174	0,259	0,342	0,423	0,500	0,574		
2	$\cos \alpha$	—	1,000	0,996	0,985	0,966	0,940	0,906	0,866	0,819		
3	$\sin^2 \alpha$	—	0,000	0,008	0,030	0,067	0,117	0,179	0,250	0,329		
4	$\sin^2 \alpha \cos \alpha$	—	0,000	0,008	0,030	0,065	0,110	0,162	0,217	0,269		
5	$2 - \cos \alpha$	—	1,000	1,004	1,015	1,034	1,060	1,094	1,134	1,181		
6	$C_1^{3x} \sin \alpha \cos \alpha = -1,272 \cdot (1) \cdot (2)$	—	0,000	-0,110	-0,218	-0,318	-0,409	-0,487	-0,551	-0,598		
7	$C_2^{3x} \sin^2 \alpha \cos \alpha = -1,455 \cdot (4)$	—	0,000	-0,012	-0,044	-0,095	-0,160	-0,236	-0,316	-0,391		
8	$(6) + (7)$	—	0,000	-0,122	-0,262	-0,413	-0,569	-0,723	-0,867	-0,989		
9	$C_N^{3x} = (8) \cdot (5)$	—	0,000	-0,122	-0,266	-0,427	-0,603	-0,791	-0,983	-1,168		
10	$m_1^{3x} \sin \alpha \cos \alpha = -1,603 \cdot (1) \cdot (2)$	—	0,000	-0,138	-0,275	-0,401	-0,515	-0,614	-0,718	-0,754		
11	$m_2^{3x} \sin^2 \alpha = -0,728 \cdot (3)$	—	0,000	-0,006	-0,022	-0,049	-0,085	-0,130	-0,182	-0,240		
12	$(10) + (11)$	—	0,000	-0,144	-0,297	-0,450	-0,600	-0,744	-0,900	-0,994		
13	$(1 - \bar{x}_6) C_N^{3x} = 0,75 \cdot (9)$	—	0,000	-0,092	-0,200	-0,320	-0,452	-0,593	-0,737	-0,876		
14	$m_N^{3x} = (12) - (13)$	—	0,000	-0,052	-0,097	-0,130	-0,148	-0,153	-0,163	-0,176		
15	$N^{3x} = C_N^{3x} \frac{\rho v_{3x}^2}{2} F = (9) \cdot \frac{\rho v_{3x}^2}{2} F$	кН	0,000	-9,990	-21,790	-34,980	-49,400	-64,800	-80,530	-95,680		
16	$M_6^{3x} = m_N^{3x} \frac{\rho v_{3x}^2}{2} F b = (14) \cdot \frac{\rho v_{3x}^2}{2} F b$	кН·м	0,000	-13,640	-25,270	-33,870	-38,550	-39,870	-42,460	-45,880		

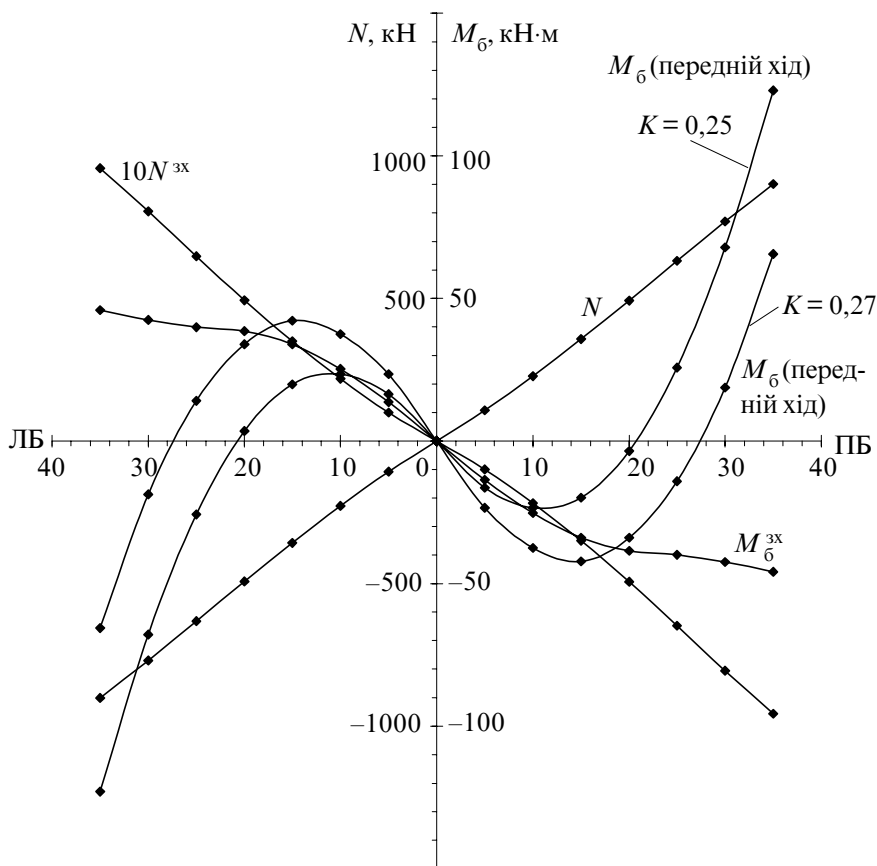


Рис. 2.8

### 3. ПРОЕКТУВАННЯ ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНИХ КЕРМОВИХ ПРИВОДІВ

#### 3.1. Вибір кермової машини. Побудова діаграми навантаження

За даними таблиці 2.4 будується креслення залежності моменту на балері від кута перекладки  $M_6(\alpha)$ . По кривій  $M_6(\alpha)$  визначається максимальний момент  $M_{6\max}$ , на основі якого вибирається кермова машина. Для електромеханічного кермового пристрою вибирають секторну кермову машину (табл. Д1).

---

По залежності  $M_6(\alpha)$  будується діаграма навантаження електропривода – залежність моментів на валу електродвигуна для прямої  $M_1$  і зворотної  $M_2$  перекидок:

$$M_1(\alpha) = M_6(\alpha)/k\eta_1; \quad M_2(\alpha) = M_6(\alpha) \cdot \eta'/k; \quad \eta' = 2 - 1/\eta_1,$$

де  $k, \eta$  – передаточне відношення та ККД керованої передачі відповідно.

### **3.2. Визначення потужності керованого електродвигуна. Попередній його вибір**

Номинальний розрахунковий момент ЕД

$$M_{н.р} = M_{бmax} / m_k k \eta_n,$$

де  $m_k = M_{max} / M_n$  – відносний критичний момент;  $\eta_n$  – номінальний ККД передачі.

Номинальна розрахункова кутова швидкість ЕД

$$\omega_{н.р} = k \alpha_{max} \psi / (T_3 - t_{п.г}) c^{-1},$$

де  $T_3$  – задана тривалість перекидки;  $t_{п.г}$  – сумарна тривалість пуску та гальмування;  $\psi$  – функціонал, що враховує змінний характер навантаження та обмежену жорсткість механічної характеристики ЕД. При абсолютно жорсткій механічній характеристиці  $\psi = 2$ .

Номинальна розрахункова потужність

$$N_{н.р} = M_{н.р} \omega_{н.р} 10^{-3} \text{ кВт.}$$

Вибір електродвигуна здійснюється по  $N_{н.р}$  та  $\omega_{н.р}$ , режим роботи – прозовжній, форма виконання – водозахищена.

### **3.3. Оптимізація попередніх рішень**

При попередніх розрахунках не враховано вплив перехідних процесів. Для їх урахування необхідно вирішити систему диференціальних рівнянь, що описують рух електропривода та передачі:

$$M(\omega) = M_{оп}(\alpha) + J(d\omega/dt); \quad \omega(t) = k(d\alpha/dt),$$

де  $M$ ,  $M_{\text{оп}}$ ,  $J$  – моменти електромагнітний, опору на валу ЕД та інерції привода, приведенного до валу ЕД, відповідно. Або

$$d\omega/dt = \frac{M_{\text{н}}}{J} \{m[\omega(t)] - m_{\text{оп}}[\alpha(t)]\}; \quad (3.1)$$

$$d\alpha/dt = \frac{1}{k} \omega(t), \quad (3.2)$$

де  $M_{\text{н}}$  – номінальний момент ЕД;  $m = M/M_{\text{н}}$  – відносний змінний момент;  $m_{\text{оп}} = M_{\text{оп}}/M_{\text{н}}$  – відносний момент опору.

### 3.3.1. Оптимізаційний розрахунок чисельним методом Ейлера

Розглянемо розв'язання задачі чисельним методом. На підставі рівнянь (3.1) та (3.2) можна одержати рівняння в кінцевих приращеннях:

$$\omega(t + \Delta t) = \omega(t) + \Delta t M_{\text{н}} \{m[\omega(t)] - m_{\text{оп}}[\alpha(t)]\} / J; \quad (3.3)$$

$$\alpha(t + \Delta t) = \alpha(t) + \Delta t \omega(t) / k. \quad (3.4)$$

З допомогою рівнянь (3.3) та (3.4) визначають  $\omega$  і  $\alpha$  на кожному кроці інтегрування, використовуючи при цьому результати розрахунків попереднього кроку. Значення величин  $m$  і  $m_{\text{оп}}$  визначають за допомогою механічної характеристики  $\omega(m)$  і характеристики  $m_{\text{оп}}(\alpha)$  за значеннями  $\omega$  і  $\alpha$  в даному кроці.

Задавшись кроком інтегрування  $\Delta t_1$ , використовуючи початкові умови  $\omega(0)$ ,  $\alpha(0)$  та  $m_{\text{н}}$ ,  $m_{\text{оп}}$  при  $t = 0$ , знаходять значення  $\omega_1$  і  $\alpha_1$  в кінці першого кроку:

$$\omega_1 = \omega(0 + \Delta t_1) = \omega(0) + \Delta t_1 / M_{\text{н}} (m\{\omega[0]\} - m_{\text{оп}}\{\alpha[0]\}) / J; \quad (3.5)$$

$$\alpha_1 = \alpha(0 + \Delta t_1) = \alpha(0) + \Delta t_1 \omega(0) / k. \quad (3.6)$$

Для знайденого значення  $\omega_1$  за характеристикою  $\omega(m)$  визначають  $m_1$ , для знайденого значення  $\alpha_1$  за характеристикою  $m_{\text{оп}}(\alpha)$  визначають  $m_{\text{оп}1}$ .

Аналогічно за формулами (3.5) та (3.6) виконують розрахунок для кожного наступного кроку інтегрування. Умовою закінчення розрахунків є досягнення заданого кута перекладки  $\alpha = \alpha_{\text{max}}$  та зупинка електродвигуна.

Розрахунки доцільно вести в табличній формі (табл. 3.1). Дана таблиця складена для випадку перекладки від  $-\alpha_{\text{max}}$  до  $\alpha_{\text{п}}$  та при



початкових умовах  $\alpha(0) = -\alpha_{\max}$ ,  $\omega(0) = 0$ ,  $m(0) = m_{\Pi}$ ,  $m_{\text{оп}}(0) = m_{\text{оп}0}$ ,  $i(0) = i_{\Pi}$ .

Таблиця. 3.1

Номер кроку	$\Delta t$	$\sum \Delta t$	$\alpha$	$\omega$	$m$	$m_{\text{оп}}$	$i$	$i^2 \Delta t$	$\sum i^2 \Delta t$
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
0	0	0	$-\alpha_{\max}$	0	$m_{\Pi}$	$m_{\text{оп}0}$	$i_{\Pi}$	0	0
1	$\Delta t_1$	$\Delta t_1$	$\alpha_1$	$\omega_1$	$m_1$	$m_{\text{оп}1}$	$i_1$	$i_1^2 \Delta t_1$	$i_1^2 \Delta t$
2	$\Delta t_2$	$\Delta t_1 + \Delta t_2$	$\alpha_2$	$\omega_2$	$m_2$	$m_{\text{оп}2}$	$i_2$	$i_2^2 \Delta t_2$	$\sum_1^2 i_i^2 \Delta t_i$
...	...	...	...	...	...	...	...	...	...
$j$	$\Delta t_j$	$\sum_1^j \Delta t$	$\alpha_j$	$\omega_j$	$m_j$	$m_{\text{оп}j}$	$i_j$	$i_j^2 \Delta t_j$	$\sum_1^j i_j^2 \Delta t_j$

### 3.3.2. Перевірка відповідності кермового електродвигуна заданим вимогам

Перевірка на задану тривалість перекладки полягає в порівнянні тривалості перекладки, одержаної розрахунком, з заданою тривалістю:

$$\sum_{i=1}^{i=n} \Delta t_i \leq T_3.$$

Якщо умова не виконується, або виконується з великим запасом, необхідно вибрати інший електродвигун і перевірку повторити.

Перевірку електродвигуна на перегрів необхідно виконувати для двох режимів: стримання судна на заданому курсі та маневрування.

Для двигунів постійного струму незалежного збудження допустимим є метод еквівалентного моменту:

$$m_{\text{екв}} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n m_i^2 \Delta t_i}{\sum_{i=1}^n \Delta t_i}} \leq 1.$$

Для двигунів змінного струму перевірка ведеться методом еквівалентного струму:

$$i_{\text{екв}} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n i_i^2 \Delta t_i}{\sum_{i=1}^n \Delta t_i}} \leq 1,$$

де значення струмів  $i_i$  визначаються за робочими характеристиками  $i_i(m_i)$  електродвигуна або за допомогою формули

$$i_i = \sqrt{i_0^2 + (1 - i_0^2) m_i^2}.$$

При визначенні еквівалентних величин користуються підсумковими результатами табл. 3.1 (стовпчики 3 і 10).

В режимі ходу судна прямим курсом метод еквівалентних величин може виявитись ускладненим у зв'язку з великим числом перекладок. У такому разі перевірка на нагрів може бути виконана шляхом визначення допустимої кількості включень за годину  $Z$ , при якій середня температура не буде перевищувати допустиму [9]:

$$Z = 3600 \Delta N_{\text{н}} \frac{\beta(1 - \varepsilon) + \left(1 - \frac{\Delta N}{\Delta N_{\text{н}}}\right)}{\Delta A_{\text{п}} + \Delta A_{\text{г}} - [\Delta N - (1 - \beta) \Delta N_{\text{н}} / 2 (t_{\text{п}} + t_{\text{г}})]};$$

$$\Delta N_{\text{н}} = N_{\text{н}} \frac{1 - \eta_{\text{н}}}{\eta_{\text{н}}},$$

де  $\Delta N_{\text{н}}$ ,  $\Delta N$  – втрати потужності, номінальна та в даному режимі, Вт;  $\Delta A_{\text{п}}$ ,  $\Delta A_{\text{г}}$  – втрати енергії за час пуску та гальмування відповідно, Дж;  $\beta$  – коефіцієнт, що враховує погіршення охолодження нерухомого двигуна;  $\varepsilon$  – відносна тривалість вмикання;  $\varepsilon = t_{\text{роб}} / t_{\text{ц}}$ ;  $t_{\text{п}}$ ,  $t_{\text{г}}$  – тривалість пусків і гальмувань відповідно, с.

Крім перевірок на тривалість перекладки та на нагрів, необхідно також перевірка електродвигуна на перевантаження, виходячи з умови  $M_{\text{оп max}} = M_{\text{к}}$ .

Максимальний момент опору  $M_{\text{оп max}}$  на валу ЕД можна визна-

чити з допомогою виразу

$$M_{\text{оп max}} = \frac{M_{\text{б max}}}{k\eta},$$

де  $M_{\text{б max}}$  – найбільший з максимальних розрахункових моментів на балері (максимальний при передньому ході, включаючи опорний та максимальний при задньому ході).

## 4. ПРОЕКТУВАННЯ ЕЛЕКТРОГІДРАВЛІЧНИХ КЕРМОВИХ ПРИВОДІВ

### 4.1. Розрахунок і вибір основних елементів привода

Початковий етап проектування електрогідравлічних кермових приводів (ЕГКП) – визначення елементів керма, побудова залежності  $M_{\text{б}}(\alpha)$  – виконуються відповідно до розділу 2.

#### 4.1.1. Сили, що діють в гідравлічній передачі кермового пристрою

В гідравлічній передачі діють наступні сили, Н (рис. 4.1):

$P_{\text{р}}$  – сила тиску румпеля на цафи пресів, що виникає від тиску води на перо керма (перпендикулярна до осі румпеля);

$P_{\text{пл}}$  – сила тиску на плунжер однієї пари циліндрів (складова сили  $P_{\text{р}}$  в напрямку осі циліндрів);

$P_{\text{ц}}$  – сила тиску в циліндрах.

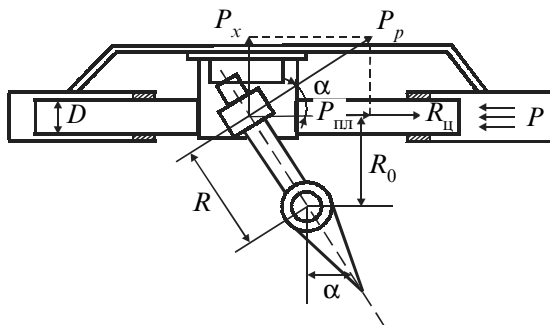


Рис. 4.1. Сили, що діють в гідравлічній передачі

Дані сили можуть бути визначені за допомогою таких залежностей:

$$P_p = M_6 / \eta_6 R n; \quad P_{пл} = P_p \cos \alpha; \quad P_{ц} = P_{пл} / \eta_{пл},$$

де  $\eta_6$  – коефіцієнт, що характеризує втрати на тертя в опорах балера ( $\eta_6 = 0,80 \dots 0,87$ );  $R$  – діюча довжина румпеля, м;  $n$  – кількість пар пресів кермової машини;  $\eta_{пл}$  – коефіцієнт, що враховує тертя пресів у місці ущільнення, в шарнірних з'єднаннях, упорних повзунах ( $\eta_{пл} = 0,85 \dots 0,87$ ).

З урахуванням  $R = R_0 \cos \alpha$ , де  $R_0$  – відстань від осі балера до осі пресів, маємо:

$$P_{ц} = M_6 \cos^2 \alpha / n R_0 \eta_6 \eta_{пл} \quad \text{Н.}$$

Тиск (питомий) в циліндрі

$$p_{ц} = P_{ц} / F_{пл} = 4 M_6 \cos^2 \alpha / n \pi D^2 R_0 \eta_6 \eta_{пл} \quad \text{Н/м}^2, \quad (4.1)$$

де  $F_{пл} = \pi D^2 / 4$  – площа перетину плунжера, м<sup>2</sup>;  $D$  – діаметр плунжера, м.

#### 4.1.2. Розрахунок параметрів і вибір кермової машини

При визначенні  $R_0$  і  $D$  можна виходити з максимального тиску вітчизняних насосів кермових пристроїв  $p_{настmax} = 15,7$  МПа. Тоді

$$p_{настmax} = (1,1 \dots 1,2) p_{ц} = \frac{(4,4 \dots 4,8) M_{6max} \cos^2 \alpha_{max}}{n \pi D^2 R_0 \eta_6 \eta_{пл}} \quad \text{Па,}$$

а з урахуванням  $R_0 = CD$ :

$$p_{настmax} = (4,4 \dots 4,8) M_{6max} \cos^2 \alpha_{max} / C \pi n D^3 \eta_6 \eta_{пл} \quad \text{Па,}$$

звідки

$$D = \sqrt[3]{\frac{(4,4 \dots 4,8) M_{6max} \cos^2 \alpha_{max}}{C \pi n p_{настmax} \eta_6 \eta_{пл}}} \quad \text{м.}$$

При одержанні діаметра  $D$  нерозмірного з рядом існуючих керованих машин можна змінити кількість пар пресів. Вітчизняна промисловість виробляє керовані машини з  $n = 1$  і  $n = 2$ .

Керовану машину вибирають за розрахованими значеннями  $M_{\text{б max}}$ ,  $D$  і  $R_0$  (табл. Д2).

#### 4.1.3. Розрахунок параметрів насоса та вибір насосного агрегату

Величина середнього тиску насоса при перекладці керма від ДП до борта на кут  $\alpha_{\text{max}}$

$$P_{\text{нас.ср}} = P_{\text{ц.ср}} + \Delta p,$$

де  $\Delta p$  – втрата тиску в трубопроводі;

$$P_{\text{ц.ср}} = \frac{1}{\alpha_{\text{max}}} \int_0^{\alpha_{\text{max}}} p_{\text{ц}} d\alpha = \frac{4}{\pi D^2 R_0 \eta_{\text{б}} \eta_{\text{пл}}} \int_0^{\alpha_{\text{max}}} M_{\text{б}}(\alpha) \cos^2 \alpha d\alpha.$$

Значення  $P_{\text{нас.ср}}$  можна визначити графічним шляхом, побудувавши графік  $p_{\text{ц}}(\alpha)$  за формулою (4.1) та збільшивши його ординати на величину втрат тиску  $\Delta p = (0,05 \dots -0,1) p_{\text{ц}\alpha_{\text{max}}}$ , де  $p_{\text{ц}\alpha_{\text{max}}}$  – тиск у циліндрі при  $\alpha = \alpha_{\text{max}}$ . При цьому необхідно врахувати, що внаслідок незворотності гідравлічної передачі при негативних моментах на балері тиск  $p_{\text{нас}} = 0$ , а при  $M_{\text{б}} = 0$   $p_{\text{нас}} = \Delta p$  (рис. 4.2).

Замірявши площу  $S$ , обмежену кривою  $p_{\text{нас}}(\alpha)$  в інтервалі кутів  $0 \dots \alpha_{\text{max}}$  можна визначити середній тиск насоса (див. рис. 4.2):

$$P_{\text{нас.ср}} = S m_p m_{\alpha} / \alpha_{\text{max}},$$

де  $m_p$ ,  $m_{\alpha}$  – масштабні коефіцієнти тисків, Па/мм, та кутів, град/мм, відповідно.

За номінальний розрахунковий тиск насоса приймають

$$P_{\text{нас.н.р}} = P_{\text{нас.ср}}.$$

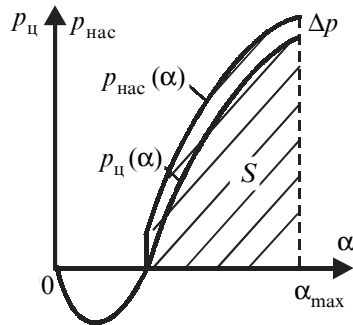


Рис. 4.2. Визначення середнього тиску

---

Шлях, що проходить плунжер при перекладці від  $-\alpha_{\max}$  до  $+\alpha_{\max}$

$$H_{\max} = 2R_0 \operatorname{tg} \alpha_{\max} \text{ м.}$$

Об'єм рідини, яку перекачує насос за час перекладки керма від  $-\alpha_{\max}$  до  $+\alpha_{\max}$ ,

$$V = 0,25\pi n D^2 H_{\max} = 0,5\pi n D^2 R_0 \operatorname{tg} \alpha_{\max} \text{ м}^3.$$

Середня теоретична подача рідини за перекладку

$$Q_T = \frac{V}{(T_3 - t_{\Pi})} = \frac{(0,5\pi n D^2 R_0 \operatorname{tg} \alpha_{\max})}{(T_3 - t_{\Pi})} \text{ м}^3/\text{с},$$

де  $t_{\Pi}$  – мінімальний час зміни подачі від 0 до номінальної величини ( $t_{\Pi} = 0,2 \dots 1,0$  с).

Номінальна розрахункова подача

$$Q_{\text{н.р}} = Q_T / \eta_{V\text{н}},$$

$\eta_{V\text{н}} = 0,7 \dots 0,8$  – значення об'ємного ККД насоса при номінальному тиску.

За величиною  $Q_{\text{н.р}}$  обирається насос кермового агрегату (табл. Д3). При цьому необхідно мати на увазі, що для насосів вітчизняного виробництва типів ПР і ПД номінальний тиск дорівнює  $9,8 \text{ МН/м}^2$ , але короткочасно допускається тиск  $p_{\max} = 15,7 \text{ МН/м}^2$ . Вибраний насос повинен відповідати умові

$$p_{\max \text{ р}} \leq p_{\max \text{ н}},$$

де індекси р – розрахунковий, н – номінальний каталожний;  $p_{\max \text{ р}}$  визначається з виразу

$$p_{\max \text{ р}} = 4M_{\text{бmax}} \cos^2 \alpha_m / \pi n D^2 R_0 \eta_{\text{б}} \eta_{\text{пл}},$$

$\alpha_m$  – кут, що відповідає максимальному моменту на балері ( $\alpha_m$  може не співпадати з  $\alpha_{\max}$ ).

Для радіального плунжерного насоса значення теоретичної подачі знаходиться з наступного виразу [1]:

$$Q_T = 0,125 d^2 z E \omega \text{ м/с}, \quad (4.2)$$

де  $d$  – діаметр поршенька, м;  $z$  – кількість поршеньків;  $E$  – величина ексцентриситету насоса, м;  $\omega$  – кутова швидкість,  $\text{с}^{-1}$ .

Об'єднавши конструктивні параметри в постійний коефіцієнт  $K_{\text{нас}}$  і переходячи до відносного ексцентриситету  $e = E/E_{\text{н}}$  вираз (4.2) можна подати у вигляді

$$Q_{\text{т}} = K_{\text{нас}} e \omega,$$

де  $K_{\text{нас}} = 0,125 d^2 z E_{\text{н}}$ .

Для номінальних значень  $E_{\text{н}}$  і  $\omega_{\text{н}}$  подача може бути виражена

$$Q_{\text{т.н}} = K_{\text{нас}} e_{\text{н}} \omega_{\text{н}},$$

звідки, з урахуванням  $e_{\text{н}} = 1$ ,

$$K_{\text{нас}} = Q_{\text{т.н}} / \omega_{\text{н}}.$$

Дійсна подача насоса в будь-якому режимі може бути знайдена з виразу

$$Q = Q_{\text{т}} \eta_V = K_{\text{нас}} e \omega \eta_V. \quad (4.3)$$

де  $\eta_V$  – об'ємний ККД в даному режимі роботи насоса.

Електродвигун до насоса вибирається за номінальною розрахунковою потужністю

$$N_{\text{н.р}} = Q_{\text{н.р}} p_{\text{н.р}} 10^{-3} / \eta_{\text{мех.нас}} \quad \text{кВт}$$

і номінальною швидкістю вибраного насоса  $\omega_{\text{н.нас}}$  ( $\eta_{\text{мех.нас}} = 0,90 \dots 0,95$  – механічний ККД насоса).

Типові характеристики ККД  $\eta_V(p_{\text{нас}})$  і  $\eta_{\text{мех.нас}}(p_{\text{нас}})$  насосів змінної подачі зображено на рис. 4.3 [1].

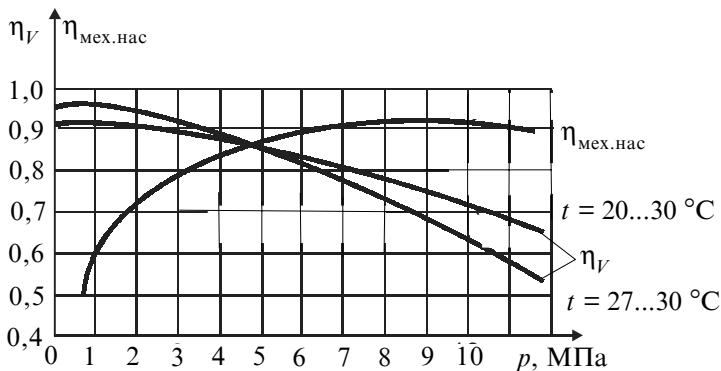


Рис. 4.3. Типові характеристики ККД насоса змінної подачі

#### 4.1.4. Побудова діаграми навантаження привода

Потужність насоса

$$N = Q p_{\text{нас}} / \eta_{\text{м}},$$

де  $Q$  – дійсна подача, м<sup>3</sup>/с;  $p_{\text{нас}}$  – тиск робочої рідини на виході насоса, Па;  $\eta_{\text{мех.нас}}$  – механічний ККД насоса, береться згідно з рис. 4.3.

Момент на валу насоса

$$M_{\text{нас}} = N / \omega = Q p_{\text{нас}} / \omega \eta_{\text{мех.нас}} \quad \text{Н} \cdot \text{м},$$

або з урахуванням рівності (4.3)

$$M_{\text{нас}} = K_{\text{нас}} p_{\text{нас}} e \eta_V / \eta_{\text{мех.нас}} \quad \text{Н} \cdot \text{м}.$$

Залежність моменту опору на валу приводного двигуна у відносних одиницях від кута перекладки та координати управляючого органа  $e$  з урахуванням складової холостого ходу  $\Delta m = 0,1 \dots 0,2$

$$m_{\text{оп}}(\alpha, e) = \frac{K_{\text{нас}}}{M_{\text{н}}} e p_{\text{нас}}(\alpha) \eta_V(\alpha) / \eta_{\text{мех.нас}} + \Delta m_{\text{в.о.}} \quad (4.4)$$

де  $M_{\text{н}}$  – номінальний момент електродвигуна.

Для ряду значень кутів  $\alpha$  і відповідних їм значень  $M_6$  за виразом (4.1) отримують значення  $p_{\text{ц}}$ , потім  $p_{\text{нас}} = p_{\text{ц}} + \Delta p$ , а з урахуванням відомих значень  $\eta_V$  і  $\eta_{\text{мех.нас}}$  (див. рис. 4.3) з допомогою рівняння (4.4) визначають і значення  $m_{\text{оп}}$  (табл. 4.1).

Таблиця 4.1

$\alpha$ , град	$M_6$ , мН·м	$\cos^2 \alpha$	$p_{\text{ц}}$ , мПа	$p_{\text{нас}}$ , мПа	$\eta_V$	$\eta_{\text{мех.нас}}$	$\eta_{V\text{мех}}$	$m_{\text{оп}}$ , в.о.
$\alpha_0$	$M_{60}$	$\cos^2 \alpha_0$	$p_{\text{ц}0}$	$p_{\text{нас}0}$	$\eta_{V0}$	$\eta_{\text{мех.нас}0}$	$\eta_{V\text{мех}0}$	$m_{\text{оп}0}$
$\alpha_1$	$M_{61}$	$\cos^2 \alpha_1$	$p_{\text{ц}1}$	$p_{\text{нас}1}$	$\eta_{V1}$	$\eta_{\text{мех.нас}1}$	$\eta_{V\text{мех}1}$	$m_{\text{оп}1}$
$\alpha_2$	$M_{62}$	$\cos^2 \alpha_2$	$p_{\text{ц}2}$	$p_{\text{нас}2}$	$\eta_{V2}$	$\eta_{\text{мех.нас}2}$	$\eta_{V\text{мех}2}$	$m_{\text{оп}2}$
...	...	...	...	...	...	...	...	...
$\alpha_i$	$M_{6i}$	$\cos^2 \alpha_i$	$p_{\text{ц}i}$	$p_{\text{нас}i}$	$\eta_{Vi}$	$\eta_{\text{мех.нас}i}$	$\eta_{V\text{мех}i}$	$m_{\text{оп}i}$
...	...	...	...	...	...	...	...	...
$\alpha_n$	$M_{6n}$	$\cos^2 \alpha_n$	$p_{\text{ц}n}$	$p_{\text{нас}n}$	$\eta_{Vn}$	$\eta_{\text{мех.нас}n}$	$\eta_{V\text{мех}n}$	$m_{\text{оп}n}$



Характер залежності  $m_{\text{оп}}(\alpha)$  (діаграма навантаження) при  $e = 1$  показано на рис. 4.4.

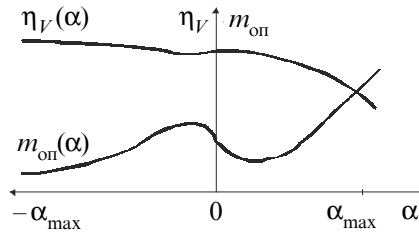


Рис. 4.4. Характеристики залежностей  $m_{\text{оп}}(\alpha)$  і  $\eta_V(\alpha)$

## 4.2. Оптимізація попередніх розрахунків і вибору

### 4.2.1. Загальні положення

Особливістю електрогідравлічної передачі, що відрізує її від електромеханічної, є відсутність жорсткого зв'язку між валом електродвигуна і балером керма. Тому друге рівняння руху, що відображає цей зв'язок, у випадку електрогідравлічної передачі слід замінити. Таким рівнянням, що відповідає гідравлічній передачі, є залежність

$$nFdH/dt = Q, \quad (4.5)$$

де  $F$  – площа перетину плунжера;  $H$  – шлях, що проходить плунжер при перекладці;  $Q$  – подача.

При перекладці керма на кут  $\alpha$  від початкового значення  $\alpha_{\text{поч}}$  будемо мати

$$H = R_0 \operatorname{tg} \alpha - R_0 \operatorname{tg} \alpha_{\text{поч}}.$$

Якщо вважати  $\operatorname{tg} \alpha$  функцією часу,

$$dH/dt = R_0 [d(\operatorname{tg} \alpha)/dt],$$

і взяти до уваги рівняння (4.5), залежність можна записати у вигляді

$$d(\operatorname{tg} \alpha)/dt = Q/nR_0F.$$

Таким чином, початковими рівняннями при розрахунках ЕГКП можуть бути рівняння:

$$d\omega/dt = (M_{\text{н}}/J)\{m[\omega(t)] - e(t)m_{0\Pi}[\alpha(t)]\}; \quad (4.6)$$

$$d(\operatorname{tg} \alpha)/dt = K_{\text{нас}} \eta_V [\alpha(t)] \omega(t) e(t) / n R_0 F. \quad (4.7)$$

Рівняння (4.6) та (4.7) в кінцевих припущеннях при переході до відносної швидкості будуть мати такий вигляд:

$$v = \omega / \omega_{\text{н}};$$

$$v(t + \Delta t) = v(t) + \Delta t \frac{M_{\text{н}}}{J \omega_{\text{н}}} \{m[v(t)] - e(t)m_{0\Pi}[\alpha(t)]\}; \quad (4.8)$$

$$\operatorname{tg} \alpha(t + \Delta t) = \operatorname{tg} \alpha(t) + \Delta t K \eta_V [\alpha(t)] v(t) e(t), \quad (4.9)$$

де  $K = K_{\text{нас}} \omega_{\text{н}} / n R_0 F$  – загальний конструктивний параметр.

#### 4.2.2. Порядок оптимізаційного розрахунку

1. Залежно від умов завдання задаються початковими значеннями змінних при  $t = 0$ .

Якщо розглядається випадок повної перекладки керма з борта на борт і початковим є кут  $\alpha = -\alpha_{\text{max}}$ , а маніпулятор насоса знаходиться у нульовому положенні, подача відсутня й двигун працює без навантаження, момент опору на його валу визначається тільки силами тертя. Початковими умовами будуть:

$$\alpha(0) = -\alpha_{\text{max}}; \quad e(0) = e_0 = 0; \quad v(0) = v_0; \quad m(0) = m_0;$$

$$m_{\text{оп}}(0) = m_{\text{оп}0}; \quad \eta_V(0) = \eta_{V0}; \quad \eta_{\text{мех}}(0) = \eta_{\text{мех}0}.$$

2. Задавшись величиною першого кроку  $\Delta t$ , з допомогою виразів (4.8) та (4.9) визначають значення  $v_1$  і  $\operatorname{tg} \alpha_1$ :

$$v_1(t + \Delta t) = v_0 + \Delta t (M_{\text{н}} / J \omega_{\text{н}}) (m_0 - e_0 m_{\text{оп}0});$$

$$\operatorname{tg} \alpha_1(t + \Delta t) = \operatorname{tg}(-\alpha_{\text{max}}) + \Delta t_1 K \eta_{V0} v_0 e_0.$$

Якщо прийняти, наприклад, що тривалість зміни  $e$  від 0 до 1 в початковий період перекладки складає 1 с, а перші кроки інтег-

рування однакові й кожен з них дорівнює 0,25 с, то до кінця першого кроку  $e$  збільшиться до 0,25, другого – до 0,5 і т. д., а значення  $e = 1$  буде досягнуто до кінця четвертого кроку.

В результаті другого та третього кроків розрахунків одержимо:

$$v_2(t + \Delta t) = v_1 + \Delta t_2 (M_H / J\omega_H) (m_1 - 0,25m_{оп1});$$

$$\operatorname{tg} \alpha_2 = \operatorname{tg} \alpha_1 + \Delta t_2 K 0,25 \eta_{V1} v_1;$$

$$v_3 = v_2 + \Delta t_3 (M_H / J\omega_H) (m_2 - 0,5m_{оп2});$$

$$\operatorname{tg} \alpha_3 = \operatorname{tg} \alpha_2 + \Delta t_3 K 0,5 \eta_{V2} v_2.$$

За отриманими на кожному кроці значеннями  $v_i$  і  $\operatorname{tg} \alpha_i$  визначають відповідні їм значення  $m_i$ ,  $m_{опi}$ ,  $\eta_{Vi}$ ,  $\eta_{Mexi}$ , які використовують для отримання величин  $v_{i+1}$  і  $\operatorname{tg} \alpha_{i+1}$  наступного кроку.

Послідовність розрахунків показана в табл. 4.2. Перехід від  $m$  до  $i$  здійснюється за допомогою залежності

$$i = \sqrt{i_0^2 + (1 - i_0^2) m^2},$$

$$\text{де } i_0 = \sin \varphi_H - \frac{\cos \varphi_H}{m_K + \sqrt{m_K^2 - 1}}.$$

Таблиця 4.2

Номер кроку	$\Delta t$	$\sum \Delta t$	$e$	$v$	tg $\alpha$	$\alpha$ , град	$m$ , в. о.
	с		в. о.				
$l$	$2$	$3$	$4$	$5$	$6$	$7$	$8$
$0$	$0$	$0$	$e_0$	$v_0$	tg $\alpha_0$	$\alpha_0$	$m_0$
$1$	$\Delta t_1$	$\Delta t_1$	$e_1$	$v_1$	tg $\alpha_1$	$\alpha_1$	$m_1$
$2$	$\Delta t_2$	$\sum \Delta t_2$	$e_2$	$v_2$	tg $\alpha_2$	$\alpha_2$	$m_2$
...	...	...	...	...	...	...	...
$i$	$\Delta t_i$	$\sum \Delta t_i$	$e_i$	$v_i$	tg $\alpha_i$	$\alpha_i$	$m_i$
...	...	...	...	...	...	...	...
$n$	$\Delta t_n$	$\sum \Delta t_n$	$e_n$	$v_n$	tg $\alpha_n$	$\alpha_n$	$m_n$

Продовж. табл. 4.2

Номер кроку	$m_{оп, в. о.}$	$\eta_V$	$\eta_{дв}$	$\cos \varphi$	$i$	$i^2 \Delta t$	$\sum i^2 \Delta t$
1	9	10	11	12	13	14	15
0	$m_{оп0}$	$\eta_{V0}$	$\eta_{дв0}$	$\cos \varphi_0$	$i_0$	$i_0^2 \Delta t_0$	$\sum i_0^2 \Delta t_0$
1	$m_{оп1}$	$\eta_{V1}$	$\eta_{дв1}$	$\cos \varphi_1$	$i_1$	$i_1^2 \Delta t_1$	$\sum i_1^2 \Delta t_1$
2	$m_{оп2}$	$\eta_{V2}$	$\eta_{дв2}$	$\cos \varphi_2$	$i_2$	$i_2^2 \Delta t_2$	$\sum_1^2 i_2^2 \Delta t_2$
...	...	...	...	...	...	...	...
$i$	$m_{опi}$	$\eta_{Vi}$	$\eta_{двi}$	$\cos \varphi_i$	$i_i$	$i_i^2 \Delta t_i$	$\sum_1^i i_i^2 \Delta t_i$
...	...	...	...	...	...	...	...
$n$	$m_{опn}$	$\eta_{Vn}$	$\eta_{двn}$	$\cos \varphi_n$	$i_n$	$i_n^2 \Delta t_n$	$\sum_1^n i_n^2 \Delta t_n$

3. Виконують перевірки вибраного електродвигуна на тривалість перекладки, на нагрівання та допустимий ступінь перевантаження.

Умовою перевірки ЕД на тривалість перекладки є співвідношення  $T \leq T_3$ , де сумарний час перекладки  $T = \sum_1^n \Delta t_i$  визначається як результат додавання даних 3-го стовпчика табл. 4.2;  $T_3$  – задана тривалість перекладки.

Перевірку двигуна на нагрівання виконують лише для режиму маневрування (у режимі прямого ходу судна електродвигун гідравлічного кермового пристрою працює в режимі, близькому до холодного ходу).

Умовою перевірки ЕД на нагрівання є співвідношення

$$i_{екв} = \sqrt{\sum_1^n i^2 \Delta t_i / \sum_1^n \Delta t} \leq 1.$$

Для визначення  $i_{екв}$  використовують підсумкові результати стовпчиків 3 і 15 з табл. 4.2.

---

Умова перевірки на перевантаження:

$$M_{\max p} \leq M_{\max K},$$

де  $M_{\max p}$  – максимально можливий розрахунковий момент опору на валу ЕД (при передньому ході, опорний і при задньому ході),  $M_{\max K}$  – максимальний момент ЕД за каталогом.

4. За даними табл. 4.2 будують графіки  $v(t)$ ,  $m(t)$ ,  $i(t)$ .

#### **4.2.3. Спрощений метод оптимізаційного розрахунку електрогідравлічного кермового пристрою**

Оптимізаційний розрахунок ЕГКП може бути суттєво спрощеним, якщо не брати до уваги інерції маси електропривода та вважати, що в будь-який момент часу підтримується рівність  $m = m_{\text{оп}}$ . Таке припущення допустиме при відсутності пусків і різких коливань навантаження в даному виді привода.

В такому випадку рівняння (4.6) перетворюється на рівність

$$m[v(t)] = m_{\text{оп}}[\alpha(t)].$$

Розрахунок ведеться в наступній послідовності. Як і в розглянутому вище повному методі на основі залежностей  $M_6(\alpha)$  і  $p_{\text{нас}}(\alpha)$  вибирають кермову машину, насос і привідний електродвигун. Згідно з табл. 4.1 розраховують діаграму навантаження електропривода та будують графіки  $m_{\text{оп}}(\alpha)$  та  $\eta_V(\alpha)$ . Одночасно будують робочі характеристики вибраного двигуна  $v(m)$ ,  $i(m)$ .

Оптимізаційний розрахунок ведуть, використовуючи залежності:

$$m[v(t)] = m_{\text{оп}}[\alpha(t)]; \quad \text{tg } \alpha(t + \Delta t) = \text{tg } \alpha(t) + \Delta t K v(t) \eta_V(t) e(t).$$

За допомогою виразу

$$\text{tg } \alpha_j = \text{tg } \alpha_{j-1} + \Delta t_j K v_{j-1} e_{j-1} \eta_{Vj-1}$$

визначають  $\text{tg } \alpha_j$  та  $\alpha_j$ . З графіків  $m_{\text{оп}}(\alpha)$  і  $\eta_V(\alpha)$  отримують відповідні значення  $m_{\text{оп}j}$  і  $\eta_{Vj}$ , а з графіків  $v(m)$  та  $i(m)$  – значення  $v_j$  та  $i_j$  (маючи на увазі  $m_j = m_{\text{оп}j}$ ).

Отримані в  $j$ -му кроці величини  $\text{tg } \alpha_j$ ,  $v_j$ , та  $\eta_{Vj}$  використовують для розрахунку  $\text{tg } \alpha$  і  $\alpha$  в наступному  $j+1$  кроці:

$$\text{tg } \alpha_{j+1} = \text{tg } \alpha_j + \Delta t_{j+1} K v_j e_j \eta_{Vj}.$$

---

Так крок за кроком розраховують весь процес перекладки керма. Величина  $\epsilon$  змінюється впродовж кількох перших і останніх кроків, лишаючись в інших кроках незмінною та рівною 1.

За результатами розрахунку будують залежності  $v(t)$ ,  $m(t)$ ,  $i(t)$  і виконують перевірки на тривалість перекладки, нагрівання та допустимість виникаючих перевантажень.

#### **4.2.4. Приклад розрахунку електрогідравлічного кермового пристрою**

##### *1. Початкові дані*

1.1. В якості початкових даних використовується залежність моменту на балері керма  $M_{\delta}(\alpha)$ , що наведена в табл. 2.4. та на рис. 2.6 для коефіцієнта компенсації 0,25.

Тривалість перекладки  $T_3 = 27$  с, тривалість перестановки маніпулятора насоса  $t_{\Pi} = 2$  с.

##### *2. Вибір основних елементів кермового пристрою та електропривода*

###### 2.1. Вибір кермової машини

З уніфікованого ряду електрогідравлічних кермових машин (див. табл. Д3) за максимальним моментом на балері  $M_{\delta \max} = 123$  кН·м обрано машину Р15, що має такі дані:

номінальний момент на балері  $M_{\delta, \text{н}} = 157$  кН·м,  $p_{\max} = 15,7$  МПа;  
гідравлічна машина чотирициліндрова ( $n = 2$ ), з  $D = 0,15$  м,  $R_0 = 0,425$  м,  $\eta_{\delta} = 0,82$ ,  $\eta_{\text{пл}} = 0,81$ .

###### 2.2. Вибір насоса регульованої подачі

Номінальна розрахункова подача насоса знаходиться за допомогою виразу  $Q_{\text{н.р}} = 0,5n\pi D^2 R_0 \text{tg} \alpha_{\max} / (T_3 - t)$ :

$$Q_{\text{н.р}} = 0,5 \cdot 2 \cdot 3,14 \cdot 0,15^2 \cdot 0,425 \cdot 0,7 / (27 - 2) = 0,00084 \text{ м}^3/\text{с}.$$

З табл. Д4 по  $Q_{\text{н.р}}$  вибираємо аксіально-поршневий насос типу ПД-5.

Теоретична подача  $Q_T = 0,0017$  м<sup>3</sup>/с, тоді номінальна подача

$$Q_{\text{н}} = Q_T \eta_{\text{вн}} = 0,0017 \cdot 0,9 = 0,0015 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Номінальний тиск  $p_{\text{нас.н}} = 9,8$  МПа (за каталогом).

Номінальна частота обертання  $n_{\text{нас.н}} = 1440$  об/хв.

### 2.3. Визначення потужності та вибір електродвигуна

Для визначення потужності електродвигуна необхідно знайти номінальний тиск насоса, який визначається за середнім при перекладці тиском.

Залежність тиску від кутів перекладки знаходять за допомогою виразу (4.1):

$$p_{\text{ц}} = C_p M_6(\alpha) \cos^2 \alpha,$$

$$\text{де } C_p = \frac{4}{\pi D^2 R_0 \eta_6 \eta_{\text{пл}}} = \frac{4}{2,314 \cdot 0,15^2 \cdot 0,425 \cdot 0,82 \cdot 0,81} = 100 \text{ м}^{-3}.$$

Тиск насоса  $p_{\text{нас}}$  перевищує тиск циліндра  $p_{\text{ц}}$  на величину втрат у трубопроводах  $\Delta p$ , де прийнято

$$\Delta p = (0,05 \dots 0,10) p_{\text{нас.н}} = 0,08 \cdot 9,8 = 0,8 \text{ МПа}.$$

Результати визначення залежності тиску в циліндрі  $p_{\text{ц}}$  і насоса  $p_{\text{нас}}$  від кутів перекладки  $\alpha$  вміщені в табл. 4.3. На основі даних розрахунків побудовано графік  $p_{\text{нас}}(\alpha)$  (див. рис. 4.2). При цьому враховано незворотність гідравлічної передачі: при  $M_6 < 0$   $p_{\text{нас}} = 0$ , а при  $M_6 = 0$   $p_{\text{нас}} = \Delta p$ . По графіку  $p_{\text{нас}}(\alpha)$  на рис. 4.2 отримано величину середнього тиску  $p_{\text{нас.ср}} = 4,55$  МПа, що при визначенні потужності електродвигуна приймається як номінальний:  $p_{\text{нас.н.р}} = 4,55$  МПа.

Номінальна розрахункова потужність електродвигуна

$$N_{\text{н.р}} = \frac{Q_{\text{н.р}} p_{\text{нас.н.р}}}{\eta_{\text{нас}}} = \frac{0,0015 \cdot 4,55 \cdot 10^6 \cdot 10^{-3}}{0,85} = 8,03 \text{ кВт}.$$

За  $N_{\text{н.р}}$  та номінальною швидкістю насоса вибрано електродвигун типорозміру 4A132M40M2:  $N_{\text{н}} = 11 \text{ кВт}$ ;  $n_{\text{н}} = 1460 \text{ об/хв.}$ ;  $\eta_{\text{н}} = 0,875$ ;  $\cos \varphi_{\text{н}} = 0,87$ ;  $m_{\text{к}} = 2,3$ ;  $v_{\text{с}} = 1500/1460 = 1,027$ ;  $\omega_{\text{н}} = 1460 \cdot 3,14/30 = 153 \text{ с}^{-1}$ ;  $M_{\text{н}} = N_{\text{н}}/\omega_{\text{н}} = 11000/153 = 71,9 \text{ Н}\cdot\text{м}$ .

### 3. Побудова діаграми навантаження електропривода $m_{\text{оп}}(\alpha)$

Для визначення моменту опору при різних кутах перекладки використовується залежність (4.4):

$$m_{\text{оп}}(\alpha) = C_m e p_{\text{нас}}(\alpha) / \eta_{\text{нас.мех}}(\alpha) + m_0,$$

$$\text{де } C_m = \frac{K_{\text{нас}}}{M_{\text{н}}} = \frac{Q_{\text{т}}}{\omega_{\text{н}} M_{\text{н}}} = \frac{0,0017}{153 \cdot 71,9} = 0,154 \cdot 10^{-6}.$$

Момент на валу електродвигуна при відсутності подачі ( $e = 0$ ) прийемо  $m_0 = 0,2$ .

Розрахунок моментів опору  $m_{оп}$  при різних кутах перекидки  $\alpha$  подано в табл. 4.3, графік залежності  $m_{оп}(\alpha)$  – діаграма навантаження електропривода – зображено на рис. 4.5.

Таблиця 4.3

$\alpha$ , град	$M_6$ , кН·м	$\cos^2 \alpha$	$p_{ц}$ , МПа	$p_{нас}$ , МПа	$\eta_V$	$\eta_{нас.мех}$	$\eta_V/\eta_{нас.мех}$	$m_{оп}$ , В. о.
1	2	3	4	5	6	7	8	9
-35	-122,96	0,670	-8,24	0,00	0,910	0,40	2,28	0,20
-30	-67,92	0,750	-5,09	0,00	0,910	0,40	2,28	0,20
-25	-25,76	0,821	-2,11	0,00	0,910	0,40	2,28	0,20
-20	3,51	0,884	0,31	1,11	0,908	0,60	1,53	0,46
-15	19,91	0,933	1,86	2,66	0,905	0,77	1,18	0,68
-10	23,42	0,970	2,27	2,87	0,903	0,78	1,16	0,71
-5	16,39	0,992	1,63	2,43	0,908	0,76	1,19	0,65
0	0,00	1,000	0,00	0,80	0,908	0,50	1,83	0,42
5	-16,39	0,992	-1,63	0,00	0,910	0,40	2,28	0,20
10	-23,42	0,970	-2,27	0,00	0,910	0,40	2,28	0,20
15	-19,91	0,933	-1,86	0,00	0,910	0,40	2,28	0,20
20	-3,51	0,884	-0,31	0,00	0,910	0,40	2,28	0,20
25	25,76	0,821	-2,11	2,91	0,900	0,79	1,14	0,71
30	67,92	0,750	5,09	5,89	0,830	0,90	0,92	1,03
35	122,96	0,670	8,24	9,04	0,740	0,91	0,81	1,33

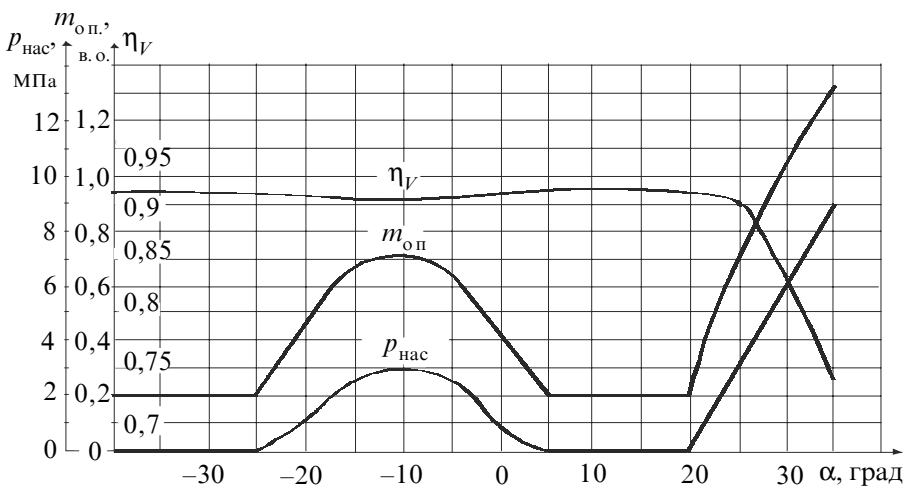


Рис. 4.5



#### 4. Побудова робочих характеристик електродвигуна $v(m)$ та $i(m)$

Графік залежностей  $v(m)$  побудовано по двох точках – синхронної швидкості ( $v = v_c$  і  $m = 0$ ) та номінального режиму ( $v = 1$ ,  $m = 1$ ) – як пряма лінія.

Графік залежності  $i(m)$  побудовано за допомогою виразу

$$i = \sqrt{i_0^2 + (1 - i_0^2)m^2},$$

$$\text{де } i_0 = \sqrt{1 - \cos^2 \varphi_n} - \frac{\cos \varphi}{m_k + \sqrt{m_k^2 - 1}} = \sqrt{1 - 0,87^2} - \frac{0,87}{2,3 + \sqrt{2,3^2 - 1}} = 0,3.$$

Робочі характеристики  $v(m)$  та  $i(m)$  зображено на рис. 4.6.

#### 5. Оптимізаційний розрахунок електропривода

5.1. Початкові умови оптимізаційного розрахунку:

$$t = 0; \alpha(0) = -\alpha_{\max} = -35^\circ;$$

$$\operatorname{tg} \alpha(0) = -0,7;$$

$$m(0) = m_{\text{оп}}(0) = 0,2;$$

$$v(0) = v_0 = 1,021;$$

$$\eta_v(0) = \eta_{v0} = 0,91;$$

$$e(0) = e_0 = 0.$$

5.2. Вирази, що використовуються при розрахунку:

$$m(t) = m_{\text{оп}}(t); \operatorname{tg} \alpha(t + \Delta t) = \operatorname{tg}(t) + \Delta t K e(t) v(t) \eta_v(t),$$

$$\text{де } K = \frac{Q_{\text{т.н}}}{n R_0 F} = \frac{0,0017}{2 \cdot 0,425 \cdot 1,77} = 0,113.$$

#### 5.3. Хід розрахунку

Задавшись величиною першого кроку  $\Delta t_1 = 0,5$  с, розрахуємо

$$\operatorname{tg} \alpha_1 = \operatorname{tg} \alpha_0 + \Delta t_1 K e_0 v_0 \eta_{v0} = -0,7 + 0,5 \cdot 0,113 \cdot 0 \cdot 1,021 \cdot 0,91 = -0,7.$$

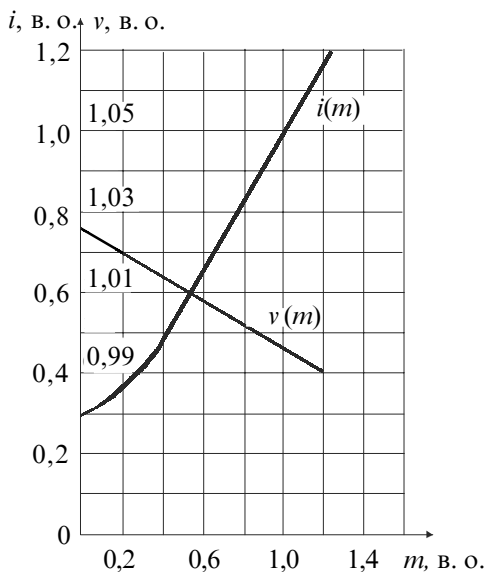


Рис. 4.6

Завдяки тому, що  $e_0 = 0$ , перший крок не вніс зміни в величину  $\text{tg}\alpha_1$ .

Задавшись величиною другого кроку  $\Delta t_2 = 0,5$  та прийнявши, що координата  $e$  збільшилася до 0,25, одержимо в другому кроці:

$$\begin{aligned}\text{tg}\alpha_2 &= \text{tg}\alpha_1 + \Delta t_2 K e_1 v_1 \eta_{v1} = \\ &= -0,7 + 0,5 \cdot 0,113 \cdot 0,25 \cdot 1,021 \cdot 0,91 = -0,686; \\ \alpha_2 &= -34^\circ 27' .\end{aligned}$$

По кривим  $m(\alpha)$  та  $\eta_V(\alpha)$  на рис. 4.5 для значення  $\alpha_2$  знаходимо  $m_{\text{оп}2}$  і  $\eta_{V2}$ , а по кривим  $v(m)$  та  $i(m)$  на рис. 4.6 знаходимо  $v_2$  та  $i_2$ :

$$m_{\text{по}2} = 0,2; \quad \eta_{V2} = 0,91; \quad v_2 = 1,02; \quad i_2 = 0,37.$$

Продовжуючи розрахунок аналогічно для наступних кроків, отримаємо результати, які зведено до табл. 4.4. Розрахунок припиняємо при досягненні заданого кута перекладки  $\alpha = +35^\circ$ . Графік залежностей швидкості  $v$ , моменту  $m$  та струму  $i$  електродвигуна від часу  $t$ , що побудовані за даними табл. 4.4, наведені на рис. 4.7.

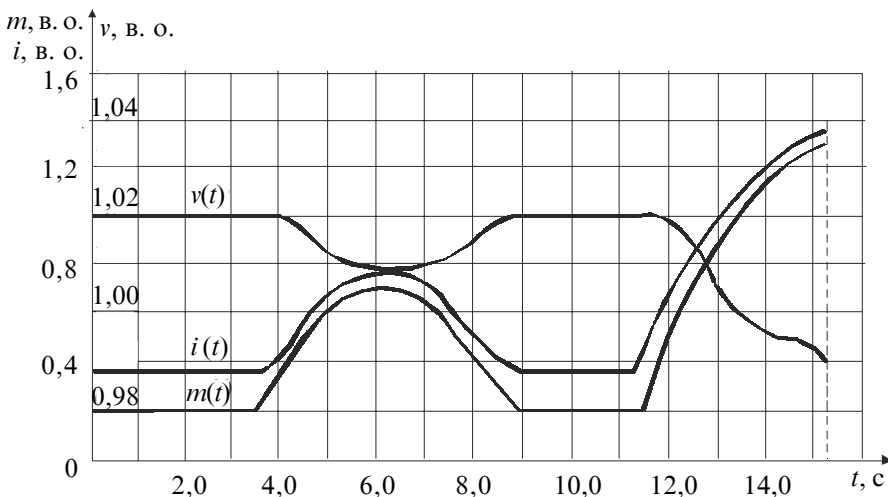


Рис. 4.7

Таблица 4.4

Номер кроку <i>l</i>	$\Delta t$ , с	$\Sigma \Delta t$ , с	<i>e</i> , в. о.	$\text{tg} \alpha$	$\alpha$	$m = m_{\text{out}}$	$\eta_V$	<i>v</i>	<i>i</i>	$i^2$	$i^2 \cdot \Delta t$	$\Sigma i^2 \cdot \Delta t$
	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
0	0,00	0,00	0,00	-0,700	-35°00'	0,20	0,910	1,020	0,37	0,137	0	0
1	0,50	0,50	0,00	-0,700	-35°00'	0,20	0,910	1,020	0,37	0,137	0,0685	0,0685
2	0,50	1,00	0,25	-0,686	-34°27'	0,20	0,910	1,020	0,37	0,137	0,0685	0,1370
3	0,50	1,50	0,50	-0,660	-33°26'	0,20	0,910	1,020	0,37	0,137	0,0685	0,2055
4	0,50	2,00	0,75	-0,621	-31°50'	0,20	0,910	1,020	0,37	0,137	0,0685	0,2740
5	0,50	2,50	1,00	-0,568	-29°36'	0,20	0,910	1,020	0,37	0,137	0,0685	0,3425
6	0,50	3,00	1,00	-0,516	-27°18'	0,20	0,910	1,020	0,37	0,137	0,0685	0,4110
7	0,50	3,50	1,00	-0,464	-24°53'	0,20	0,910	1,020	0,37	0,137	0,0685	0,4795
8	0,50	4,00	1,00	-0,412	-22°24'	0,33	0,908	1,018	0,44	0,194	0,0970	0,5765
9	0,50	4,50	1,00	-0,360	-19°18'	0,50	0,905	1,013	0,57	0,325	0,1625	0,7390
10	0,50	5,00	1,00	-0,308	-17°07'	0,62	0,904	1,010	0,67	0,449	0,2245	0,9635
11	0,50	5,50	1,00	-0,256	-14°22'	0,70	0,903	1,008	0,74	0,548	0,2740	1,2375
12	0,50	6,00	1,00	-0,205	-11°35'	0,71	0,902	1,008	0,75	0,563	0,2815	1,5190
13	0,50	6,50	1,00	-0,154	-8°45'	0,70	0,903	1,008	0,74	0,548	0,2740	1,7930
14	0,50	7,00	1,00	-0,103	-5°53'	0,67	0,904	1,009	0,71	0,504	0,2520	2,0450
15	0,50	7,50	1,00	-0,052	-2°57'	0,57	0,905	1,011	0,62	0,384	0,1920	2,2370
16	0,50	8,00	1,00	0,000	0°00'	0,42	0,908	1,015	0,50	0,250	0,1250	2,3620
17	0,50	8,50	1,00	0,052	3°00'	0,27	0,910	1,018	0,40	0,160	0,0800	2,4420
18	0,50	9,00	1,00	0,104	5°57'	0,20	0,910	1,020	0,37	0,137	0,0685	2,5105
19	1,00	10,00	1,00	0,210	11°52'	0,20	0,910	1,020	0,37	0,137	0,0685	2,5790
20	1,00	11,00	1,00	0,316	17°32'	0,20	0,910	1,020	0,37	0,137	0,0685	2,6475
21	0,50	11,50	1,00	0,369	20°00'	0,20	0,910	1,020	0,37	0,137	0,0685	2,7160
22	1,00	12,50	1,00	0,475	25°25'	0,75	0,890	1,007	0,78	0,608	0,6080	3,3240
23	1,00	13,50	1,00	0,576	29°57'	1,03	0,830	0,999	1,04	1,082	1,0820	4,4060

Номер кроку	$\Delta t$ , с	$\Sigma \Delta t$ , с	$e$ , в. о.	$\operatorname{tg} \alpha$	$\alpha$	$m = m_{\text{он}}$	$\eta_r$	$v$	$i$	$i^2$	$i^2 \cdot \Delta t$	$\Sigma i^2 \cdot \Delta t$
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
24	0,50	14,00	1,00	0,622	31°53'	1,20	0,800	0,996	1,22	1,488	0,7440	5,1500
25	0,50	14,50	1,00	0,667	33°26'	1,24	0,760	0,993	1,26	1,588	0,7940	5,9440
26	0,25	14,75	0,75	0,683	34°20'	1,28	0,750	0,992	1,30	1,690	0,4225	6,3665
27	0,25	15,00	0,50	0,694	34°46'	1,30	0,740	0,991	1,32	1,742	0,4355	6,8020
28	0,25	15,25	0,25	0,700	35°00'	1,31	0,730	0,990	1,34	1,796	0,4490	7,2510

5.4. Перевірка отриманих результатів на відповідність заданим вимогам. Висновки.

Перевірка на тривалість перекладки (за кінцевим результатом стовпчика 3 табл. 4.4):

$$\Sigma \Delta t = 15,25 \text{ с} < T_3 = 27 \text{ с.}$$

Перевірка на нагрівання (за кінцевими результатами стовпчиків 3 та 13 табл. 4.4):

$$i_{\text{екв}} = \sqrt{\sum i^2 \Delta t / \sum \Delta t} = \sqrt{7,25/15,25} = 0,69 < 1.$$

Перевірка на перевантаження (за максимальним результатом стовпчика 7 табл. 4.4):

$$m_{\text{max}} = 1,31 < m_k = 2,3.$$

Висновок: усім вимогам отримані результати відповідають із значним перевищенням, що свідчить про неповне використання потужності насоса й електродвигуна.

Таблиця Д1. Основні технічні характеристики секторних машин

Тип кормової машини	Кількість кормів	Момент на балері номінальний, кН·м	Частота обертання, об/хв	Габаритні розміри, мм	Маса машини, кг
РЭРЗ-1	2	29,5	600	2100×4710×1200	3130
РЭРЗ-2	1	29,5	600	1970×1980×1050	2100
РЭРЗ-3	2	29,5	600	2200×5110×1200	2930
РЭРЗ-4	1	29,5	600	1970×1930×11050	2100
РЭРЗ-5	2	29,5	600	2190×5385×1053	5000
РЭРЗ-6	1	29,5	1000	1970×1860×1150	1220
РЭРЗ-8	1	29,5	600	1770×1970×850	1850
РЭР5	1	49	860	2545×3885×2080	3165
РЭР7,5-3	2	7,35	860	2550×6370×1280	5300
РЭР10-2	2	98,0	860	4620×2920×1530	3940
РЭР10-3	3	98,0	860	5700×3080×1735	3870
РЭР10-5	1	98,0	860	3380×600×1725	5080

Таблиця Д2. Основні технічні характеристики керованих гідравлічних машин

Тип керованої машини	Кількість керованих машин	Момент на валу (номінальний), кН·м	Кількість циліндрів	Тиск в циліндрах, МПа	Діаметр плунжера, м	Початкова довжина румпеля $R_0$ , м	Габаритні розміри машини, мм	Маса машини, кг
P01	1	6,2	2	6,8			970×1160×885	650
P02	2	6,2	2	9,8			970×880×885	660
P03	1	9,8	2	6,8			870×1300×885	770
P04	2	9,8	2	9,8			1950×850×885	790
P05	1	15,7	2	6,8			1650×1450×980	940
P06	2	15,7	2	9,8			2200×985×1010	890
P07	1	24,5	2	6,8			1850×1480×1010	1140
P08	2	24,5	2	9,8			2120×1035×1010	1140
P09	1	39,2	2	9,8			2210×1070×1030	1630
P10	2	39,2	2	9,8			3000×1075×1080	1705
P11	1	61,8	2	9,8	0,10	0,283	3440×1520×915	2690
P12	2	61,8	2	9,8			3800×1100×915	2620
P13	1	98,0	2	9,8	0,12	0,340	3600×1700×1365	3230
P14	2	98,0	2	9,8			4400×1100×950	3350
P15	1	157,0	2	9,8	0,15	0,425	3390×2020×1427	5000
P16	1	245,0	4	9,8	0,18	0,465	3760×2190×1539	6750
P17	1	392,0	4	9,8	0,21	0,540	4380×2550×1710	12100
P18	1	620,0	4	9,8	0,24	0,650	5090×2855×1735	14250
P21	1	1220,0	4	9,8	0,30	0,800	6200×3680×1095	25400
P22	1	1570,0	4	9,8	0,34	0,900	6330×4045×1095	28200
P24	1	2500,0	4	9,8				
P26	2	6200,0	2	9,8				
P36	1	12000,0	4	9,8				

Таблиця Д3. Основні технічні характеристики насосів регульованої подачі

Тип і номер насоса	$Q_{\text{нр}}$ при $e = 1 \cdot 10^{-4}, \text{ м}^3/\text{с}$	Тиск $10^4, \text{ Па}$		Частота обертання, об/хв	КПД		Маса, кг
		робочий	максимальний		загальний $\eta$	об'ємний $\eta_v$	
ПД05	1,50	980	1570	2959			11,5
ПД1,5	4,40	980	1570	2959			20,0
ПД2,5	7,80	980	1570	2959			34,0
ПД5	17,00	980	1570	1440			115,0
ПД10	34,00	980	1570	1440			190,0
ПД20	60,00	980	1570	1440			288,0
ПД30	65,00	980	1570	980			480,0
ПД50	129,00	980	1570	980			680,0
НПМ-8	3,34	—	1323	980	0,60	0,65	75,0
НПМ-6	6,68	—	1323	980	0,65	0,75	135,0
НПМ-4	13,36	—	1323	980	0,72	0,80	200,0
МНП0,14	21,38	—	1323	1000	0,75	0,83	275,0
ЭМН-9/1	48,43	—	1245	735	0,60	0,70	520,0
НПМ-5	66,80	—	1323	750	0,65	0,68	750,0
НПМ-1	101,70	—	1323	580	0,70	0,75	1250,0
ЭМН-7	111,05	—	1470	585	0,63	0,65	1500,0
НПМ-3	131,10	—	1323	585	0,60	0,65	1500,0

---

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Бабаяев А.М., Ягодкин В.Я.* Автоматизированные судовые электроприводы. – М.: Транспорт, 1986. – 448 с.
  2. *Васильев В.Н., Карауш Н.Я.* Эксплуатация судовых электроприводов: Справочник. – М.: Транспорт, 1985. – 279 с.
  3. *Голень С.И.* Проектирование рулевого устройства: Учеб.-метод. пособие: В 2 ч. Ч. 1: Конструкция. – Николаев: НКИ, 1976. – 42 с.
  4. Задачник по теории, устройству судов и движителей: Учеб. пособие / *Б.Н. Друзь, В.Э. Магула, А.И. Азовцев* и др. – Л.: Судостроение, 1986. – 240 с.
  5. *Слижеский Н.Б.* Проектирование рулевого устройства: Учеб.-метод. пособие: В 2 ч. Ч.2: Гидродинамический расчет судовых рулей. – Николаев: НКИ, 1976. – 61 с.
  6. Справочник по теории корабля : В 3 т. Т. 3 / Под ред. *Я.Н. Войткунского*. – Л.: Судостроение, 1985. – 544 с.
  7. Судовые устройства: Справочник / Под ред. *М.Н. Александрова*. – Л.: Судостроение, 1987. – 656 с.
  8. Судовые электроприводы: Справочник: В 2 т. / Под ред. *И.Р. Фрейдзон*. – Л.: Судостроение, 1983.
  9. *Фрейдзон И.Р.* Судовые автоматизированные электроприводы и системы. – Л.: Судостроение, 1986. – 440 с.
  10. *Чекунов К.А.* Теория судового электропривода. – Л.: Судостроение, 1982. – 336 с.
  11. *Шмаков М.Г.* Судовые устройства. – Л.: Судостроение, 1979. – 168 с.
-



---

## ЗМІСТ

1. Вимоги до кермових електроприводів .....	3
2. Проектування кермових пристроїв .....	4
2.1. Початкові дані .....	4
2.2. Вибір основних елементів кермового пристрою .....	5
2.3. Гідродинамічні характеристики керма .....	7
2.4. Гідродинамічний розрахунок балансирного керма .....	9
2.5. Гідродинамічний розрахунок керма за рудерпостом, а також півбалансиного керма за кронштейном .....	14
2.6. Приклад розрахунку гідродинамічних характеристик керма .....	15
3. Проектування електромеханічних кермових приводів .....	22
3.1. Вибір кермової машини. Побудова діаграми наванта- ження .....	22
3.2. Визначення потужності кермового електродвигуна. Попередній його вибір .....	23
3.3. Оптимізація попередніх рішень .....	23
4. Проектування електрогідравлічних кермових приводів .....	27
4.1. Розрахунок і вибір основних елементів привода .....	27
4.2. Оптимізація попередніх розрахунків і вибору .....	33
4.2.1. Загальні положення .....	33
4.2.2. Порядок оптимізаційного розрахунку .....	34
4.2.3. Спрощений метод оптимізаційного розрахунку електрогідравлічного кермового пристрою .....	37
4.2.4. Приклад розрахунку електрогідравлічного кермо- вого пристрою .....	38
Додаток .....	45
Список літератури .....	48

*Навчальне видання*

**ЛОКАРЕВ Валентин Іванович**  
**СЛІЖЕВСЬКИЙ Микола Борисович**

**ПРОЕКТУВАННЯ ЕЛЕКТРОПРИВОДІВ  
КЕРМОВИХ ПРИСТРОЇВ**

**Методичні вказівки до курсового проектування**

*(українською мовою)*

Редактор *О.В. Антоненко*  
Комп'ютерна правка *А.В. Карлюга, Н.В. Чудновцева*  
Комп'ютерна верстка *Н.В. Чудновцева*  
Коректор *М.О. Паненко*

Свідоцтво про внесення суб'єкта видавничої справи до Державного реєстру  
видавців, виготівників і розповсюджувачів видавничої продукції  
ДК № 2506 від 25.05.2006 р.

Підписано до друку 07.11.06. Папір офсетний. Формат 60×84/16.  
Друк офсетний. Гарнітура "Таймс". Ум. друк. арк. 2,8. Обл.-вид. арк. 3,1.  
Тираж 100 прим. Вид. № 7. Зам. № 177. Ціна договірна

---

Видавець і виготівник Національний університет кораблебудування,  
54002, м. Миколаїв, вул. Скороходова, 5

Для заметок



*Для заметок*

